№ 12. Warszawa, 25 grudnia 1930 r. Rok VIII.

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIĘKNA 32, m. 12. TEL. 301-47.

GODZINY BIUROWE: REDAKCJI—PIĄTKI, OD 18 DO 20, ADMINISTRACJI—CODZIENNIE, OD 10 DO 15

Prof. Dr. Inż. WIESŁAW CHRZANOWSKI.

ZNISZCZENIE ŁOPATEK W CZASIE POSTOJU TURBIN PAROWYCH

Stosowanie coraz wyższych ciśnień i temperatur pary dolotowej w turbinach parowych sprawia nietylko trudności konstruktorom, polegające na osiągnięciu dopuszczalnych naprężeń i opanowaniu wydłużeń poszczególnych części, lecz także jeszcze większe trudności wytwórniom tych silników, przy wyborze materjałów na części pracujące w parze. Ostatnia uwaga dotyczy przedewszystkiem materjału łopatek części wysokoprężnej, pracujących w temperaturze powyżej 350°C, oraz łopatek części niskoprężnej, pracujących w parze wilgotnej.

Przy obliczaniu dopuszczalnych naprężeń w łopatkach z 5-procentowej stali niklowej względnie z t. zw. stali nierdzewiejącej (chromo-niklowej), pracujących w parze o temperaturze powyżej 300°C względnie 350°C, konstruktor nie może uważać granicy płynności za miarodajną przy powyższych temperaturach, zachowując w stosunku do niej, tak samo jak w łopatkach części niskoprężnej turbiny, 2,5-krotną pewność. Materjały wspomniane posiadają bowiem tę właściwość, że przy zaznaczonych temperaturach zaczynają *pełzać* przy długotrwałych próbach, t. j. stopniowo wydłużać się, już przy znacznie mniejszych obciążeniach od granicy płynności. Pełzanie to nie ustaje, tak że można doprowadzić do pęknięcia próbki nawet przy małem, lecz dostatecznie długotrwałem obciążeniu.

Granicę, powyżej której rozpoczyna się pełzanie materjału, nazywamy *granicą pełzania*, a odpowiednią wytrzymałość — *wytrzymałością trwałą*, która jest miarodajną dla obliczenia wytrzymałościowego łopatek pracujących w temperaturze bardzo wysokiej. Dodając do stali chromowej względnie chromoniklowej 2% do 7% *molibdenu*, otrzymuje się materjał o znacznie większej wytrzymałości trwałej, który można stosować na łopatki turbiny parowej przy temperaturze aż do 525°C.

W niskoprężnej części turbiny kondensacyjnej krawędzie łopatek po stronie dolotowej zostają często zniszczone przez *erozję*, to jest przez uderzające o nie kropelki wody, znajdującej się w parze. Wilgotność pary w ostatnich stopniach turbiny kondensacyjnej jest jednakże tem większa, im większe ciśnienie posiada para dolotowa i im lepsza jest sprawność turbiny, jeśli ze względu na prostotę instalacji i na koszty inwestycyjne nie stosuje się podwójnego przegrzewania pary, bo dotychczas nie udało się odwodnić w sposób dostateczny ostatnich stopni ciśnienia turbiny. Sprawa należytego odwodnienia ostat-

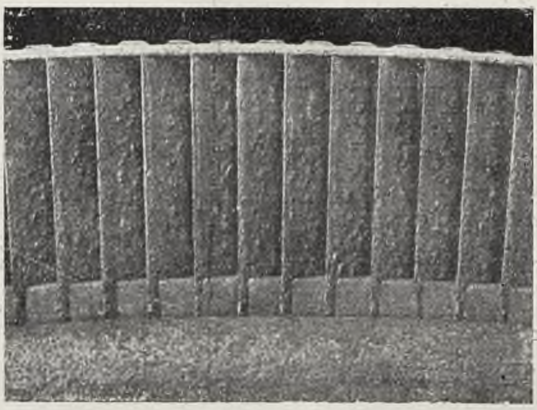
nich stopni turbiny kondensacyjnej i wynalezienia dostatecznie odpornego materjału na łopatki niskoprężne wraz z nadaniem im odpowiedniego kształtu jest pierwszorzędnego znaczenia dla właścicieli takich turbin. Trudno bowiem zgodzić się z opinją niektórych wytwórców, że chcąc mieć turbinę o wysokiej sprawności, trzeba zgodzić się na ewentualną coroczną wymianę kilku wieńców łopatkowych, wymagającą oprócz znacznych kosztów kilkodniowej przerwy ruchu. Niektórzy wytwórcy zbyt mało starają się opanować trudności, wynikające z dużej wilgotności pary, które zachodzą także w turbinach o dużej sprawności, pracujących z niewysokiem ciśnieniem pary dolotowej; n. p. znam wypadek nadmiernego zniszczenia kilku wieńców łopatek nowej turbiny kondensacyjnej przez erozję w ciągu trzymiesięcznego ruchu przy parze dolotowej o ciśnieniu około 14 *atn* i o temperaturze około 350°C; próżnia wynosiła około 95%.

Trzecią przyczyną, która czasem niszczy łopatki turbiny, jest *korozja*, na którą nie mają wpływu ani wysokość ciśnienia pary dolotowej ani jej temperatura. Zniszczenie łopatek przez korozję może nastąpić w czasie ciągłego ruchu turbiny, jak i w czasie jej postoju.

Naogół rzadsze są wypadki korozji łopatek w czasie ciągłego ruchu turbiny. Powodem jej jest bowiem wtedy zwykle para wilgotna, zawierająca zbyt dużo tlenu lub tlenu i dwutlenku węgla przy obecności chlorydów, skutkiem czego korozja uwidacznia się na łopatkach turbiny zwykle w sposób następujący.

Łopatki stalowe części wysokoprężnej, pracujące w temperaturze pary powyżej około 330°C, posiadają naskórek zoksydowany Fe_3O_4, dzięki któremu odznaczają się trochę większą odpornością i nie wykazują korozji, której zwykle nie spostrzega się także na łopatkach, na które działa para przegrzana. Dopiero w *obrębie przejścia pary suchej w wilgotną* następuje zwykle na kilku rzędach (2 do 4) łopatek *silna korozja*, która zmniejsza się znacznie, w następnych wieńcach łopatek, pracujących w większej próżni. W razie obecności w parze dwutlenku węgla w większej ilości korozja silna rozpoczyna się zwykle już przy wyższej temperaturze, około 220°C i niszczy przeważnie tylko kilka następnych wieńców łopatkowych. Zjawisko powyższe można tem tłómaczyć, że tlen znajdujący się w parze działa przy jej wilgotności i dość wysokiem ciśnieniu na łopatki stalowe i większość jego zużywa się na wytworzenie korozji w kilku wieńcach łopatkowych. Skutkiem tego para zawiera w dalszych, niskoprężnych stopniach turbiny już tylko małe, nieszkodliwe ilości tlenu. W analogiczny sposób można wytłómaczyć działanie dwutlenku węgla, którego wpływ na łopatki stalowe uwidacznia się jednak przy wyższej temperaturze. W tych wypadkach wytwórca turbin nie może ponosić odpowiedzialności za zniszczenie łopatek, bo właściciel siłowni powinien dbać o to, aby kotły były zasilane wodą odpowiednią; wytwórca może jednak usunąć korozję we wspomnianych wieńcach, wykonywując łopatki z metalu Monela, wyjątkowo odpornego na korozję, o ile granica pełzania na to dozwala.

O korozjach, spowodowanych parą zanieczyszczoną różnemi kwasami względnie chemikaljami, nie zamierzam mówić, bo prawidłowy ruch siłowni parowej wymaga zasilania kotłów wodą odpowiedniej jakości.



Rys. 1

Najwięcej daje się we znaki korozja łopatek turbiny parowej w czasie jej postoju. Zniszczenie, spowodowane korozją taką uwidaczniają w sposób odstraszający rys. 1, a jeszcze dobitniej rys. 2, przedstawiający turbinę, która nie była w ruchu z przerwami miesięcznemi około 4000 godzin. Łopatki rys. 2 były wykonane z t. zw. stali nierdzewiejącej, która niestety, jak to wynika z fotografji, pokryła się rdzą w bardzo silnym stopniu.

Zniszczenie łopatek przez korozję w czasie postoju turbiny parowej jest zwykle dla właściciela silnika wielkiem rozczarowaniem. Przeważnie przemysłowiec poważny, nie chcąc dopuścić do przerw ruchu w swej wytwórni, wykonywa swą siłownię w ten sposób, żeby mieć 100-procentowy zapas mocy, a aby posiadane silniki oszczędzać, pracuje niemi naprzemian. Wypadek, przedstawiony na rys. 2, wskazuje jednak, że posiadanie 100-procentowego zapasu mocy może być nieraz gorsze od nieposiadania żadnej mocy zapasowej.

Ponieważ zachowanie turbiny parowej w czasie postoju w stanie należytym jest nadzwyczaj ważne dla właściciela silnika i ponieważ zniszczenie łopatek przez korozję w czasie postoju turbiny następuje w ogromnej większości wypadków skutkiem zaniedbań wytwórcy turbiny, przeto zamierzam sprawę tą bliżej rozważyć.

Zagadnienie korozji zaczęto szczegółowiej badać dopiero w latach ostatnich. *Pollit*

przypomina w swej pracy p. t. „The causes and Prevention of Corrosion"[1]) *trzy zasadnicze fakty*:

1) żelazo nie podlega korozji w powietrzu suchem,

2) żelazo nie podlega korozji w powietrzu wilgotnem, jeśli woda nie skrapla się na jego powierzchni,

3) żelazo nie podlega korozji w wodzie zupełnie czystej, jeśli dopływ powietrza do żelaza jest zupełnie uniemożliwiony.

Do powyższych warunków dodałbym jako czwarty:

4) żelazo podlega korozji w powietrzu wilgotnem, pomimo że woda nie skrapla się na jego powierzchni, jeśli powietrze zawiera nadmierną ilość kwasów np. CO_2

Wypadek 3) nie odnosi się do turbin parowych w czasie ich postoju, jak również nie zachodzi wypadek 1), ponieważ przy postoju turbiny jest praktycznie niemożliwe zapobiedz dopływowi powietrza o pewnej wilgotności do kadłuba turbiny. W ogromnej większości wypadków turbina parowa w czasie postoju powinna odpowiadać wypadkowi 2), a tylko w bardzo nielicznych (np. turbina ustawiona w fabryce chemicznej) odpowiada wypadkowi 4). Jako najważniejsze omówię najpierw te środki, które należy zastosować przy turbinie parowej w czasie jej postoju, aby otrzymać wypadek 2), w którym łopatki turbiny nie rdzewieją.

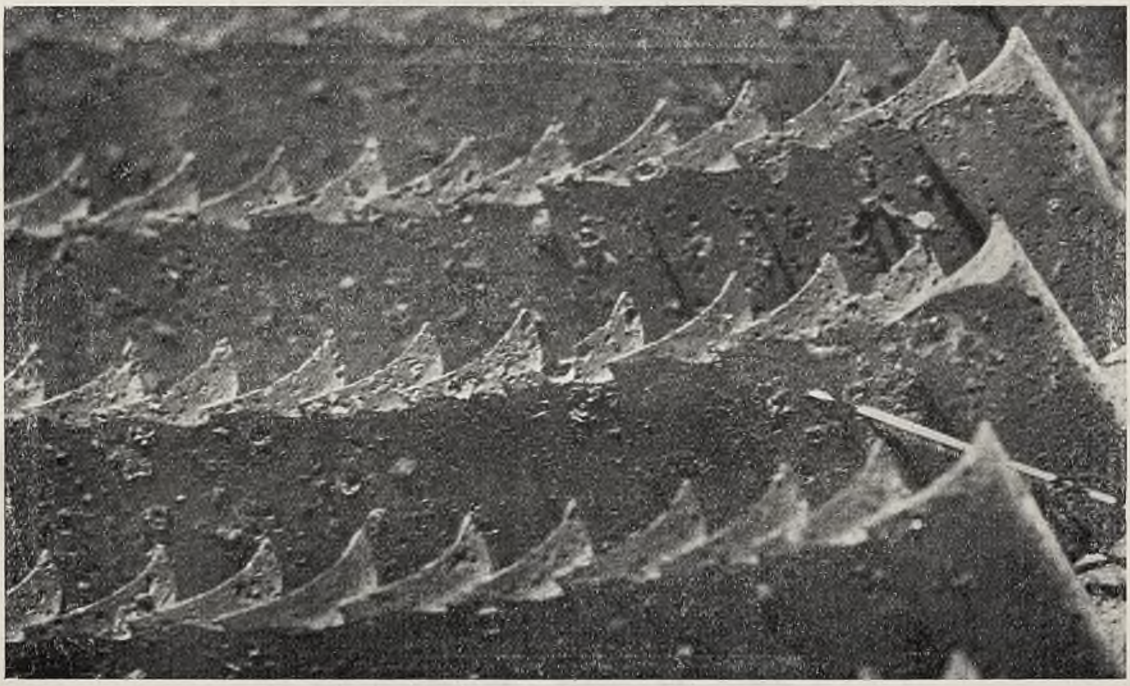
W celu uniknięcia skraplania się pary na łopatkach turbiny i na powierzchniach wewnętrznych jej kadłuba, należy najpierw kadłub bezpośrednio po jej zatrzymaniu *jak najstaranniej osuszyć*. Uskutecznić można to najlepiej:

1) w turbinach kondensacyjnych przez pędzenie pomp kondensacyjnych w okresie około półgodzinnym po zatrzymaniu turbiny parowej;

2) w turbinach kondensacyjnych pracujących z pobieraniem pary przez pędzenie pomp kondensacyjnych w okresie około półgodzinnym po zatrzymaniu turbiny parowej *przy otwartych wentylach regulujących* dopływ pary do części niskoprężnej, które to otwarcie powinno być uskuteczniane *samoczynnie*, aby wykluczyć nieuwagę obsługującego maszynisty;

3) w turbinach przeciwprężnych przez jak najstaranniejsze odwodnienie wszystkich części turbiny, przyczem budowa musi umożliwić swobodny odpływ skroplin, np. w konstrukcji według rys. 3 tarcze kierownicze muszą posiadać otworki *O*; w celu przyśpieszenia osuszenia kadłuba otwiera się po około 2 godzinach po zatrzymaniu turbiny, więc po pewnem ostygnięciu jej, pokrywę względnie pokrywy, które powinny być umieszczone w najwyższych miejscach kadłuba; — zamiast powyższego osuszenia można turbinę przeciwprężną osuszyć po zatrzymaniu szybciej zapomocą próżni, wytworzonej eżektorem.

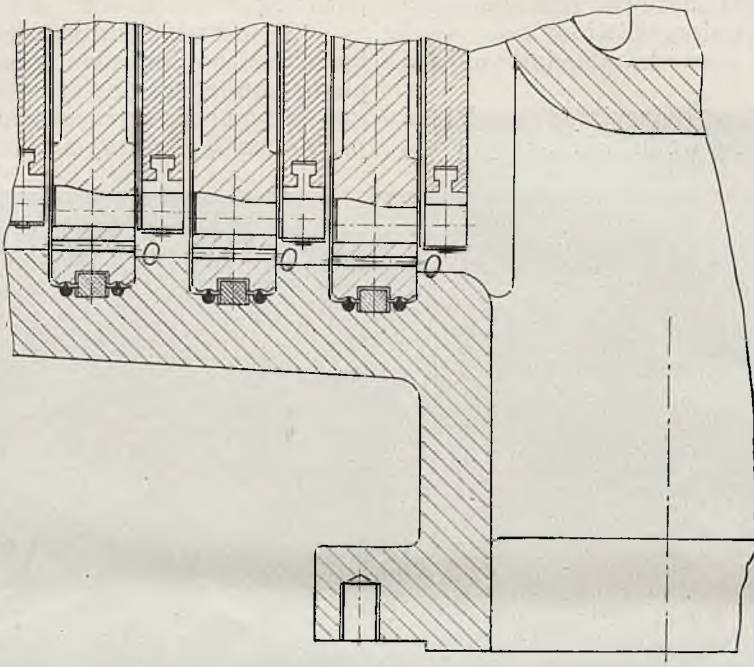
Samo osuszenie turbiny parowej po zatrzymaniu jej nie zabezpiecza przed powstaniem korozji. Należy jeszcze stworzyć takie



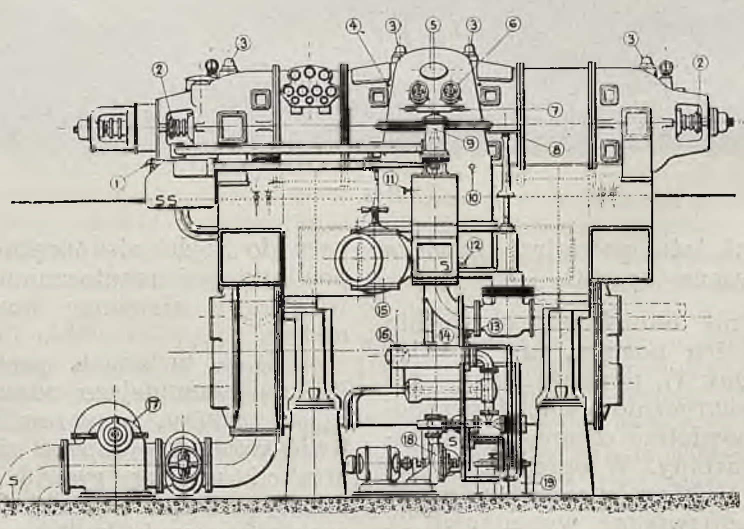
Rys. 2

[1]) Tłómaczenie niemieckie przez *Creutzfelda* „Die Ursachen und Bekaempfung der Korrosion".

warunki, aby w czasie postoju turbiny *woda nie mogła skroplić się* na częściach żelaznych wewnątrz kadłuba. Nie można wprawdzie zapobiedz dostawaniu się przez dławnice powietrza o pewnej wilgotności do kadłuba turbiny w czasie jej postoju, lecz *można i bezwarunkowo trzeba unieszkodliwić* dopływ wszelkich oparów, czy to pary świeżej, czy pobieranej, czy przeciwprężnej, czy też, o czem łające w czasie postoju silnika przez rurki o średnicy 40 do 50 *mm*. Oczywiście można to odpowietrzenie i odwodnienie zastąpić także eżektorem względnie eżektorami, które przy bardzo starannej kontroli powinny najlepiej usuwać wszelkie opary z rurociągu pary świeżej, wzgl. pobieranej, wzgl. przeciwprężnej, a tem samem uniemożliwić skraplanie się wody wewnątrz kadłuba. Ze względu jednak



Rys. 3



Rys. 4

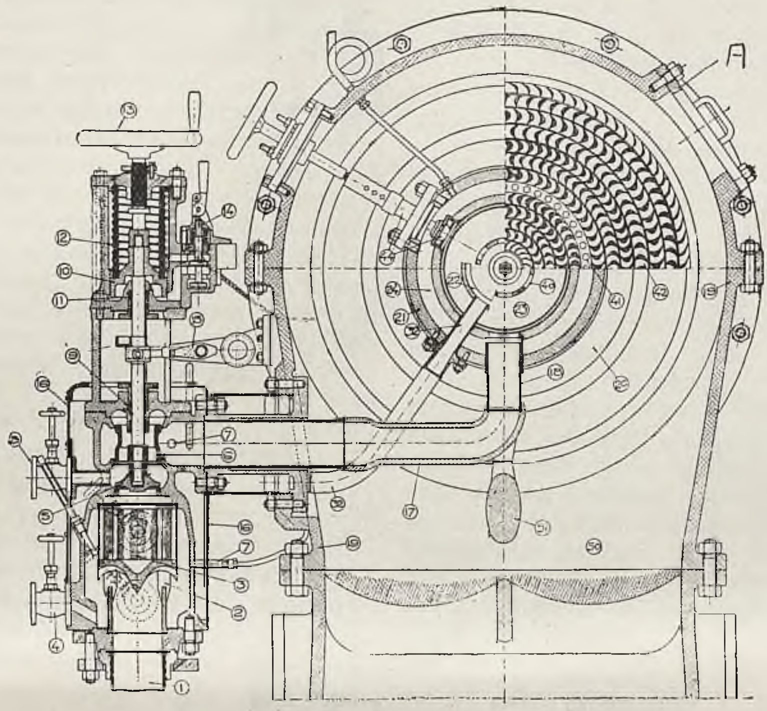
często zapomina się, pary doszczelniającej dławnice. Chcąc cel ten osiągnąć, nie można nigdy polegać na zaworach odcinających, które nigdy nie są bezwzględnie szczelne, tylko należy w wyżej wspomnianych rurociągach stosować po dwa zawory odcinające najlepszej jakości, a w rurociągu łączącym je umieszczać *odpowietrzenie i odwodnienie*, działające ...

na łatwiejszą kontrolę przez inżyniera ruchu uważam za lepsze zwykłe odpowietrzenie i odwodnienie, ponieważ wymagane położenie zaworków po otwarciu ich może być ustalone przez zaplombowanie.

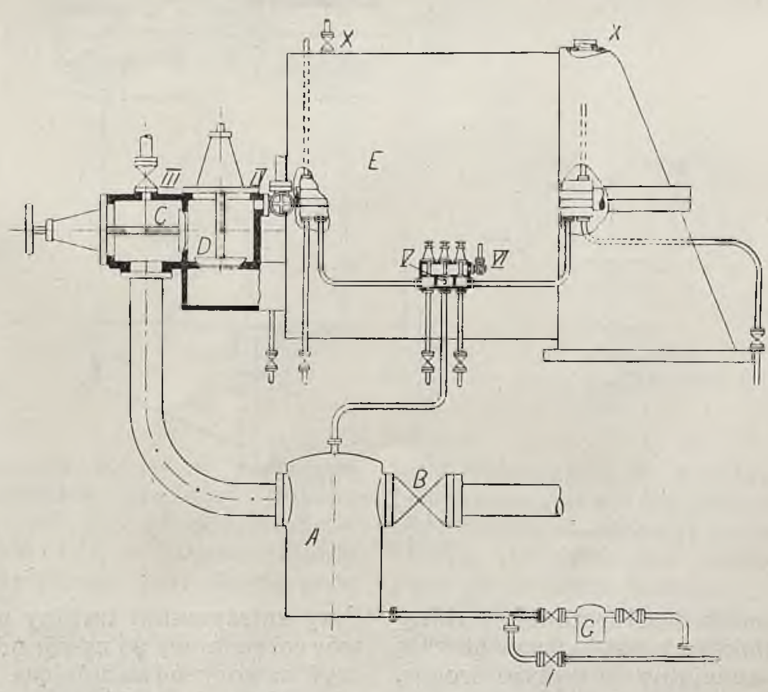
Jedynie może przy wodzie zasilającej o nieodpowiedniej jakości należałoby stosować eżektory, lecz wówczas trzeba obmyśleć

bardzo staranną kontrolę ich działania; — oczywiście przy pracy eżektorów odpowietrzenia ewentualne rurociągów muszą być zamknięte. Oprócz tego jest bardzo pożądane umieszczać i otwierać pokrywę na otworze

Z powyższego wynika, że środki zabezpieczające łopatki turbiny przed korozją w czasie postoju silnika umieszcza się prawie wyłącznie w rurociągach, nie należących przeważnie do dostawy wytwórcy turbiny. Mimo



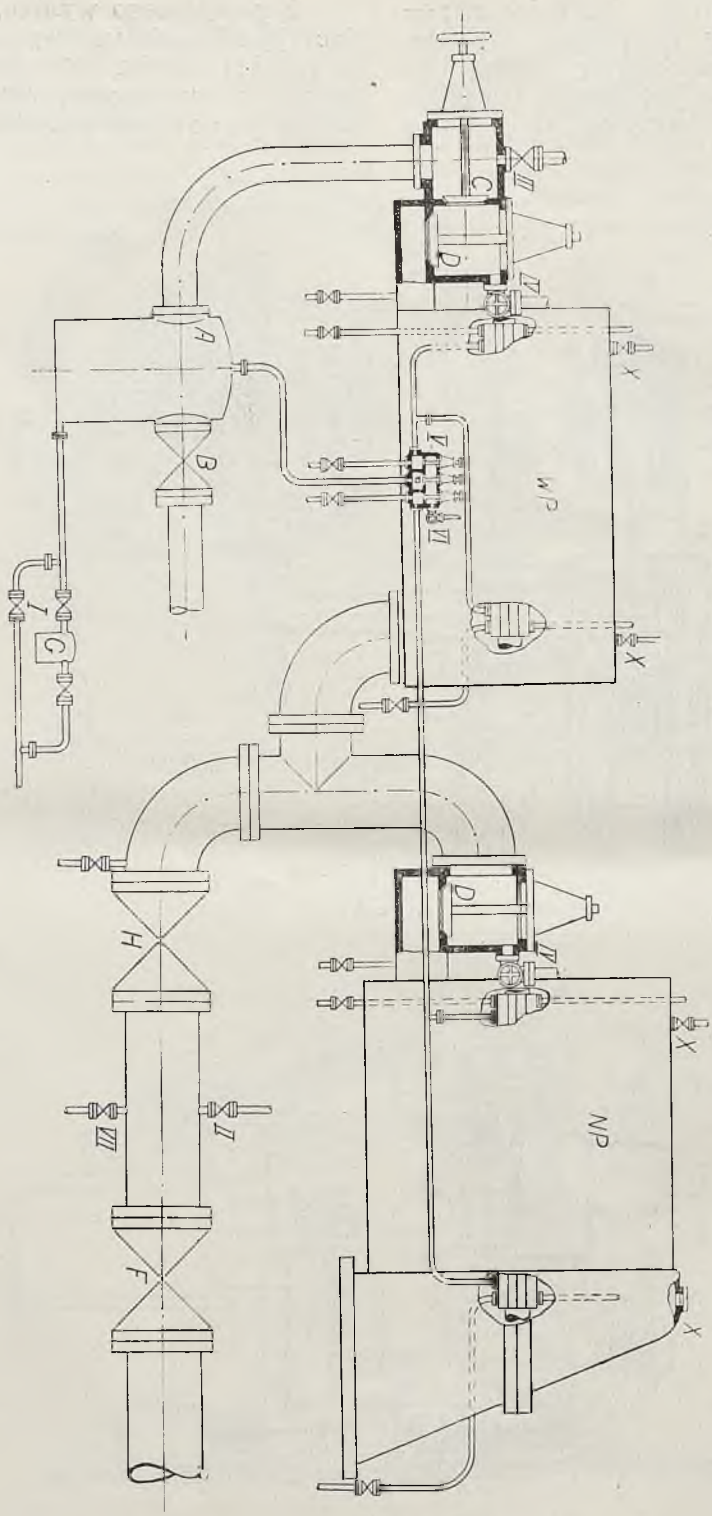
Rys. 5



Rys. 6

o dość dużej średnicy w najwyższem miejscu kadłuba, aby mieć kontrolę, czy opary pary nie dostają się w czasie postoju silnika.

to nie ulega najmniejszej wątpliwości, że obowiązkiem jego jest wymaganie zastosowania takich środków, jeśli w inny sposób nie po-



Rys. 7

trafi uchronić łopatek dostarczonej turbiny przed korozją. Niektórzy wytwórcy stosują w sposób bardzo umiejętny powyższe środki, dając, jak należy, szczegółową instrukcję obsługi turbiny także w czasie jej postoju.

Jako przykład prawidłowego odpowietrzenia i odwodnienia instalacji turbinowej kondensacyjnej w czasie jej postoju może posłużyć turbina promieniowa firmy *Asea* (rys. 4). Przy zatrzymaniu turbiny należy zamknąć zawór rozruchowy 9 i zawór odcinający 8, a otworzyć zawory odwadniające 13 i 12 oraz zawór odpowietrzający 11 i po pewnym czasie pokrywę 5 na kadłubie turbiny. Środki, zabezpieczające przed rdzewieniem łopatek są tutaj w dostatecznej ilości przewidziane w obrębie dostawy samej turbiny, jak to wynika z rys. 5, w którym 4 oznacza zawór odwa-

dniający, 3 oznacza zawór odpowietrzający, umieszczony pomiędzy zaworem rozruchowym i regulacyjnym, a odpowietrzenie kadłuba uskutecznia się przez zdjęcie pokrywy *A*.

W analogiczny sposób trzeba zabezpieczyć przed korozją w czasie postoju łopatki osiowej turbiny kondensacyjnej, w której nie można jeszcze zapominać o odpowietrzeniu i odwodnieniu rurociągu, doprowadzającego parę doszczelniającą do dławnic.

Urządzenie tego rodzaju widzimy w schematycznem przedstawieniu na rys. 6, w którym oznacza: *A* — odwadniacz, *B* — zawór odcinający, *C* — zawór rozruchowy, *D* — zawory regulacyjne, *E* — turbinę, *G* — garnek kondensacyjny, *I*—zawór odwadniający, *III* i *IV*—zawory odpowietrzające, *V* i *VI*—zawory odpowietrzające rurociąg prowadzący do dławnic. Po osuszeniu turbiny i po jej zatrzymaniu należy wyłączyć garnek kondensacyjny i otworzyć zawory *I*, *III*, *IV*, *V* i *VI*. Pożądane jest ponadto, jak zaznaczono poprzednio, otwarcie pokryw na kadłubie turbiny w miejscach *X*.

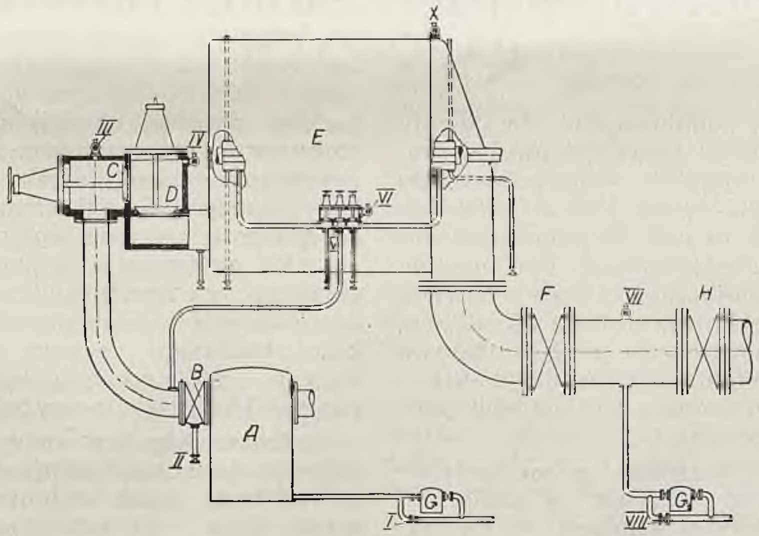
W turbinie kondensacyjnej, pracującej z pobieraniem pary, umieszcza się (rys. 7) na czas jej postoju w rurociągu pary świeżej pomiędzy dwoma zaworami odcinającymi *B* i *C* odwodnienie *I* i odpowietrzenie *III*, oraz dodatkowo odpowietrzenie *IV*, a w rurociągu pary pobieranej również pomiędzy dwoma zaworami odcinającemi *F* i *H* odpowietrzenie *II* i odwodnienie *VII*; — odpowietrzenie rurociągu doprowadzającego parę do dławnic znajduje się pary *V* i *VI*.

Jak poprzednio zaznaczyłem, można zamiast odpowietrzenia i odwodnienia zastosować eżektory, które teoretycznie powinny lepiej przeciwdziałać dostawaniu się do kadłuba oparów z rurociągów. Jeśli natomiast w instalacji, w której *H* jest tylko zaworem zwrotnym, połączymy miejsce *II* (*VII*) z konsensatorem drugiej, w ruchu będącej turbiny, to próżnia w niej spadnie, bo przez dławnice części wysokoprężnej zasysane zostaje powietrze, skutkiem czego urządzenie podobne jest niewłaściwe.

Również w turbinie przeciwprężnej (rys. 8) trzeba wykonać na czas jej postoju w rurociągu pary świeżej pomiędzy dwoma zaworami odcinającymi *B C* odpowietrzenie *III* i odwod-*II*, oraz dodatkowo odpowietrzenie *IV*, a w rurociągu pary przeciwprężnej pomiędzy zaworami odcinającemi *F* i *H* odpowietrzenie *VII* i odwodnienie *VIII*. Odpowietrzenia *V* i *VI* odnoszą się do rurociągu do dławnic, a *X* jest pokrywą na kadłubie, otwieraną w czasie postoju turbiny.

Przechodząc do rozważenia wypadku 4), w którym żelazo podlega korozji w powietrzu wilgotnem, pomimo że woda nie skrapla się na jej powierzchni, jeśli powietrze zawiera nadmierną ilość kwasów, to zdaje mi się, że można zapobiec korozji łopatek jedynie przez obłożenie na czas postoju silnika wszystkich miejsc, przez przez które powietrze może dostać się do kadłuba turbiny, szczeliwem nasyconem takiemi chemikaljami, które neutralizowałyby kwasy i t. d., znajdujące się w powietrzu. Takie szczeliwo należałoby więc ułożyć na kominkach parowych dławnic, na wale przy dławnicach, na wszelkich odwodnieniach i odpowietrzeniach kadłuba. Oczywiście oprócz tego trzeba zastosować poprzednio omówione środki, zapobiegające dostawaniu się oparów pary do kadłuba turbiny.

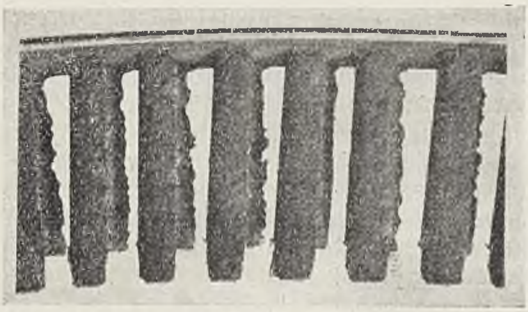
Środki powyżej podane, starannie wykonane i obsługiwane, powinny zapobiedz korozjom łopatek turbiny w czasie jej postoju, jeśli materjał łopatek jest odpowiedni. Nie ulega bowiem najmniejszej wątpliwości, że *odporność łopatek ze stali na korozję zależy w wielkiej mierze od jakości materjału;* w szczególności brak jednolitości w strukturze stali jak i nieodpowiednia obróbka jej



Rys. 8

wpływają w wielkiej mierze na łatwość korozji materjału.

Korozji łopatek turbiny, czy to w ruchu, czy w czasie postoju jej, możemy uniknąć,



Rys. 9

wykonywując je z metalu Monela, który jest wyjątkowo odporny na korozję. Świadczy o tem rys 9, na którym widoczna jest silna korozja łopatek ze stali niklowej, natomiast bandaż z metalu Monela jest nienaruszony. Metal Monela posiada jednak niezbyt wysoką granicę płynności (35 do 40 kg/mm^2), lecz oprócz tego jego granica pełzania jest, zdaje się, nawet już przy średnich temperaturach pary dość niską, ponieważ wytwórnie turbin parowych nie stosują go w części wysokoprężnej silnika, pomimo że metal ten mięknie dopiero przy 375° C. Fabryki budujące osiowe turbiny reakcyjne, pracujące z małemi szczelinami pomiędzy częściami wirującemi i nieruchomemi, obawiają się używać go przy temperaturach powyżej 200° C nawet dla dość krótkich łopatek. Ze względu na wspomniane cenne zalety metalu Monela byłoby bardzo pożądane tak dla wytwórców jak i odbiorców turbin parowych zbadanie granicy pełzania metalu Monela przy różnych temperaturach.

inż. ROMAN BIEDRZYCKI i inż. WŁADYSŁAW PAC.

W SPRAWIE NORM ODBIORCZYCH TURBIN PAROWYCH

Projekt norm odbiorczych dla turbin parowych, ogłoszony w sprawozdaniach i pracach Polskiego Komitetu Energetycznego w dniu 18 maja 1927 r., nie jest definitywnie zatwierdzony i nie wszedł dotychczas w życie. Nie mniej przeto muszą być uznane jego zasługi. Zainteresował on bowiem i poruszył opinję fachową, stał się ośrodkiem, dokoła którego można było podjąć planową dyskusję, był punktem wyjścia dla dalszych studjów w celu wyjaśnienia istniejących przy odbiorach turbin trudności.

Dalsze w tym kierunku prace przekonały wielu, naszem zdaniem słusznie, że wydawanie już obecnie ścisłych w tej materji norm mogłoby się okazać przedwczesne. Istnieje zbyt wiele jeszcze kwestyj spornych lub niedostatecznie wyjaśnionych, zaś postępujący nadal bardzo szybko rozwój turbin parowych wprowadza większe jeszcze komplikacje.

Doświadczenie z normami innych państw zdaje się utwierdzać nas w tem przekonaniu. Już wkrótce po wejściu ich w życie okazało się, że posiadają wiele luk i wzbudzają mnóstwo wątpliwości. Upłynął krótki okres czasu, i dziś odzywają się głosy, że są one przestarzałe, nie dostosowane do obecnych potrzeb. Trudno bowiem szukać w nich rozwiązania wszystkich kwestyj, powstających przy odbiorze nowoczesnej kilkukadłubowej turbiny parowej o wielkiej mocy, z międzystopniowym przegrzewem i z wielokrotnem pobieraniem pary nietylko już na cele fabrykacyjne, lecz i na rozpowszechniające się bardzo podgrzewanie wody zasilającej.

W porównaniu z tem jak dziwnie wygląda np. we francuskich normach usiłowanie dostosowania tolerancyj pomiarowych do wielkości badanego zespołu i przeprowadzanie w tym celu podziału turbin na jednostki poniżej 1600 kW i powyżej tej mocy.

Zrozumiałą jest tedy ostrożność, z jaką organizacje normalizacyjne traktują ostateczne wydanie norm odbiorczych turbin parowych. Do czasu ich skrystalizowania, rolę zastępczą spełniać musi każdorazowo umowa, obejmująca nietylko gwarancje dostawcy, lecz i wytyczne, obowiązujące dla przyszłego odbioru; resztę musi uzupełnić protokuł wstępny, który w tych warunkach ma za zadanie nietylko omówić sposoby pomiarów i przeliczeń; z konieczności musi on również objąć wyjaśnienie i ustalenie tych punktów, jakie umowa zaniedbała omówić, co niestety w dzisiejszej praktyce dość często się spotyka.

Tego rodzaju procedura jest oczywiście niezwykle uciążliwa jak dla dostawcy, tak i odbiorcy i specjalnie daje się we znaki kierującemu odbiorem rzeczoznawcy, który pozostawiony bez żadnego oparcia, a często

krępowany źle sporządzoną umową musi wyszukiwać kompromisy między sprzecznemi interesami dostawców i odbiorców. Potrzeba więc posiadania własnych norm odbiorczych odczuwana jest przez wszystkich coraz gwałtowniej, i to jest bodźcem do ciągłych wysiłków w celu opanowania przeszkód, jakie stoją dziś jeszcze na drodze do ostatecznego opracowania polskich norm odbioru turbin parowych.

Dzisiaj już staje się widoczne, że sprawa ta rozwinęła się w tak obszerne zagadnienie, obejmujące tyle obfitych i różnorodnych materjałów, że nie dałyby się one dość przejrzyście ująć w ramach wspólnego przepisu. Omawiane normy należałoby raczej rozbić na trzy oddzielne działy, według trzech wyróżniających się następujących zasadniczych grup:

1. Właściwe pomiary.
2. Przystosowanie wyników pomiarów do warunków gwarancyjnych.
3. Wytyczne dla normalnej umowy.

Treść pierwszego działu stanowiłoby oznaczenie poszczególnych jednostek pomiarowych oraz wyszczególnienie przyrządów, jakie mogą i mają być w czasie pomiarów stosowane.

Dział ten posiada swój odpowiednik w wielu innych analogicznych normach, i dlatego wydaje się nam właściwsze opracowanie go w postaci oddzielnych norm, obowiązujących przy pomiarach jak maszyn i turbin parowych, tak i kotłów i innych jednostek cieplnych. Ustrzeglibyśmy się w ten sposób od powtarzania w każdych normach tych samych np. jednostek pomiarowych, rozrzuconych po różnych przepisach i dlatego łatwo uchylających się od ich idealnego uzgodnienia.

W tych też normach należałoby podać przepisy, w jaki sposób mają być przeprowadzane pomiary poszczególnych wielkości.

Przy badaniach turbin parowych sposób mierzenia ciśnień jak też i ilości kondensatu nie przedstawia już trudności. Nawet przy turbinach o większej mocy mierzenie przepływających tu dużych ilości kondensatu przechodzi gładko, jeżeli tylko zawczasu były przeprowadzone odpowiednie przygotowania i ma się do czynienia z odpowiednio wyszkolonym personelem. Pomiar tego rodzaju przy turbinie kondensacyjnej o mocy 20.000/25.000 *kW*, gdzie ilości kondensatu dochodziły do 121.000 *kg/h*, wypadł nadzwyczajnie sprawnie (opis patrz *Technika Cieplna* Nr. 5 z 1930 r.).

Pewne natomiast zastrzeżenia budzą wciąż jeszcze błędne często wyniki pomiarów temperatury pary u wlotu do turbiny. Trudności te przedstawiliśmy w swym poprzednim artykule w sprawie norm odbiorczych (patrz *Technika Cieplna* Nr. 10 i 11 z 1929 r.). Analogiczne użalania się spotykamy również w zagranicznej literaturze (patrz artykuł K. Jaroscheka w ZVDI Nr. 8 z r. b.). Różnice we wskazaniach termometru zależnie od jego umieszczenia są niekiedy b. znaczne, jak to widzieliśmy w opisie pomiarów odbiorczych wzmiankowanej już tutaj turbiny kondensacyjnej o mocy 25.000 *kW*.

Niedokładność taka mniej się dawała we znaki o ile chodziło o pomiary odbiorcze instalacyj kotłowych, gdyż tam operuje się ciepłem utajonem, nawet przy większych ciśnieniach mającem wartość kilkuset ciepłostek. W tych wypadkach różnica kilku stopni w przyjętej temperaturze pary powodowała błąd, wyrażający się zaledwie w częściach procentu w stosunku do ogólnej ilości cieplika. Dla turbin nieścisłość taka pociąga za sobą znacznie poważniejsze błędy. Szczególnie przy pomiarach turbin pracujących z przeciwprężnością, gdzie cały spadek adjabatyczny wynosi niekiedy zaledwie kilkanaście ciepłostek, dopuszczanie podobnej nieścisłości mogłoby doprowadzić do zupełnie fałszywych wniosków.

W obecnych warunkach kwestjonowanie podawanego przez dostawcę sposobu mierzenia temperatury pary wlotowej wywołuje zrozumiałe zresztą sprzeciwy. Należałoby więc tę kwestję w przyszłych normach kategorycznie uregulować, wskazując dokładnie właściwe miejsce i sposób umieszczania przyrządu pomiarowego na dopływie pary do turbiny.

Normy odbiorcze powinny ustalić również miejsce, w którem próżnia ma być mierzona, i sam sposób dokonywania tego pomiaru. Wielkość ta jest niezmiernie ważna i musi być określona specjalnie dokładnie. Przy pomiarach turbin, pracujących z kondensacją, mamy przeważnie do czynienia z bardzo wysoką próżnią, dochodzącą nawet do 98%, a więc operujemy tu absolutnemi ciśnieniami, wyrażającemi się często w kilkunastu milimetrach słupa rtęci. Mierzenie tych ciśnień odbywa się w dwojaki sposób: albo metodą bezpośrednią zapomocą absolutnego próżniomierza, lub też zwykłym połączonym z atmosferą próżniomierzem rtęciowym, przyczem każdorazowo musi być wiadomy stan tej atmosfery.

Pierwszy sposób jest niezwykle prosty i dogodny, gdyż wielkości próżni odczytuje się tu bezpośrednio na skali. Niestety, doświadczenie wykazało, że próżniomierze te dopuszczają często poważne i niemożliwe do sprawdzenia błędy. Niektóre więc normy zupełnie słusznie nie dozwalają stosowania tego przyrządu przy ścisłych pomiarach odbiorczych.

Drugi sposób mierzenia próżni wywołuje potrzebę posługiwania się jednocześnie próżniomierzem i barometrem, a dopiero na podstawie odczytów z obu tych przyrządów wy-

konywuje się dość kłopotliwe przeliczenia. Co gorsza, na miejscu pomiarów trudno jest przeważnie o dokładny barometr. Barometr rtęciowy *trudny jest bowiem do przewożenia*, gdyż łatwo może być uszkodzony, różne odmiany barometrów sprężynowych nie są dostatecznie precyzyjne, zaś posiadane często przez instalacje barometry rtęciowe nie są zwykle godne zaufania; dobrze jest, jeżeli ma się możność korygowania ich wkazań zapomocą stacji meteorologicznej.

Pozostaje jeszcze sprawa mierzenia ilości pary pobieranej, gdzie z konieczności musimy się uciekać do pomocy paromierzy. Ta strona pomiarów daleka jest jeszcze od ostatecznego unormowania. Wymaga ona jeszcze wiele pracy i doświadczeń, przytem b. kosztownych, gdyż wchodzić tu muszą w grę duże ilości pary. Z tego choćby względu badania dysz i kryz paromierzowych nie mieszczą się w ramach laboratoryjnej pracy, lecz wymagają szerszego pola w dużych instalacjach parowych. Materjały, podawane przez obcą literaturę w tej dziedzinie, nie są zbyt obfite, zaś bliższe zetknięcie się ze stanem tych prac dowodzi, że nie stoją one jeszcze na niewzruszonym gruncie, i podawane tam wnioski i sposoby postępowania *mogą być zaledwie przedmiotem dyskusji*.

Druga grupa norm odbiorczych powinnaby regulować sprawy, dotyczące tolerancji i przeliczeń. Należy więc przedewszystkiem ustalić, w jakich granicach mogą być dopuszczone odchylenia od warunków gwarancyjnych dla każdej jednostki pomiarowej, i jakie mają być stosowane poprawki w wypadku przekroczenia tej granicy. Kwestje te normują w pewnym stopniu przepisy francuskie, choć możnaby zarzucić, że nie podają wyjścia w wypadku, gdy temperatura wody chłodzącej różni się znaczniej w czasie pomiarów od temperatury, przewidzianej w gwarancjach, lub też gdy w umowie ustalono tę temperaturę przez jakąś inną wielkość, niż 15°C lub 27°C; bowiem tylko dla tych dwuch temperatur francuskie normy przewidują dopuszalne odchylenia. Niemieckie normy odbiorcze posiadają pod tym względem większe jeszcze luki, co w wypadku gdy wyniki pomiarów stają się niezbyt dla dostawcy pomyślne, daje mu możność zerwania dalszych badań z tej jakoby racji, że temperatura czy ciśnienie pary wlotowej niezupełnie odpowiada stanowi gwarancyjnemu.

W naszych warunkach, gdzie instalacje często nie posiadają dostatecznej rezerwy i drobna niespodzianka staje nieraz na przeszkodzie do utrzymania na właściwym poziomie temperatury czy ciśnienia pary, płynącej do turbiny, zwłaszcza gdy pomiary są prowadzone przy różnych obciążeniach — konieczne jest naszem zdaniem oznaczenie większych granic, w których obrębie dozwolone byłoby odchylanie się wielkości pomiarowych od warunków przewidzianych umową.

Co do stosowania poprawek dla mocy to podtrzymujemy nasz punkt widzenia, że zużycie pary uzyskane z pomiarów należy pozostawić bez zmiany, jeżeli w danym pomiarze wahania obciążeń utrzymywały się w granicach ± 5%.

Jeżeli natomiast granica ta została przekroczona, to na poprawkę w rzeczywistem zużyciu pary powinna wpływać jedynie nadwyżka wahań powyżej dopuszczalnej 5-o procentowej granicy, a wiec w wypadku, gdy np. średnie odchylenie wynosi 7%, to poprawka w zużyciu pary ze względu na wahania obciążeń powinna uwzględniać odchylenie nie 7%, lecz 7 — 5 = 2%.

Pogląd ten spotyka poważny sprzeciw ze strony poważnych konstruktorów szczególnie, gdy gwarancje zużycia pary są dość wyśrubowane. Jednak jest ważne, aby liczby gwarantowanego zużycia pary dały się możliwie bliżej zastosować do warunków pracy turbiny, bez uciekania się do zmieniających stan rzeczy poprawek w wypadkach nieuniknionych wahań obciążeń.

Najwięcej komplikacyj i nieporozumień wywołuje zwykle sprawa nieodzownych przeliczeń wyników pomiarów na warunki gwarancyjne. Panująca tu rozbieżność poglądów daleka jest jeszcze od uzgodnienia i wątpliwem jest, czy polskie normy będą mogły narzucić wyraźnie jakąś jedną zasadę. Prawdopodobnie pozostawią one stronom zainteresowanym swobodę wyboru.

Poruszaliśmy tę sprawę obszerniej w poprzednim artykule, dotyczącym norm odbiorczych. Przypomnimy tu tylko, że istnieją dwa zasadnicze kierunki omawianych przeliczeń: jeden — przyjęty przez normy francuskie, wyróżnia się dużą prostotą i łatwością przeliczeń, zarzucić by mu jednak można mniejszą ścisłość i większe uwzględnienie interesów dostawcy. Druga metoda przeliczeń, uwzględniająca stosunek spadków adjabatycznych, sprawności termodynamicznej oraz strat wylotowych wydaje się bardziej ścisła i sprawiedliwsza, jednak, szczególnie przy badaniach turbin o więcej złożonym przebiegu pracy cieplnej, staje się nadzwyczaj skomplikowaną i żmudną w obliczeniach.

Wymaga ona ponadto dostarczenia przez dostawcę zawczasu szeregu gwarancyjnych krzywych, które wymagają sprawdzenia ze strony bezstronnego rzeczoznawcy.

Przy każdym odbiorze należy więc zawczasu zdecydować, jaki sposób przeliczeń będzie w danym wypadku obowiązujący. Jeżeli nie przewiduje tego umowa, jak to zwykle ma miejsce, sposób przeliczeń musi być ustalony i podany w protokule wstępnym, ułożonym przed przystąpieniem do pomiarów. Dlatego protokuł wstępny, jako uzupełnienie umowy, staje się bardzo ważnym dokumentem, tembardziej, że powinien on również zawierać

rozstrzygnięcie tych wątpliwości i trudności, jakie mogłyby powstać, a które zawczasu musi bezstronny rzeczoznawca przewidzieć i z obu stronami zapatrywania uzgodnić. Trudno bowiem w czasie pomiarów lub przeliczeń dawać sobie radę z niespodziankami i szukać zgody w zapatrywaniach dostawcy i odbiorcy w chwili, gdy wyniki pomiarów wyraźnie się już zarysowują. Aby zaznajomić czytelnika ze spotykanemi tu trudnościami, podaliśmy w *Technice Cieplnej* kilka przykładów pomiarów odbiorczych turbin parowych. W Nr. 5 *Techniki Cieplnej* z r. b. szczegółowo został opracowany pomiar turbiny czysto kondensacyjnej. W niedługim czasie podamy opis odbioru turbiny z pobieraniem pary.

Trzecią wreszcie, również niezależną część omawianych norm powinnyby stanowić przepisy, obejmujące wytyczne dla normalnej umowy. Ułożenie warunków, jakim z punktu widzenia przyszłego odbioru powinna odpowiadać umowa, jest w naszym mniemaniu kwestją specjalnie palącą. Zdawałoby się rzeczą jasną, że umowa, zawierana przy zamawianiu turbiny, musi być układana z myślą o przyszłym jej odbiorze. Nie trzeba chyba nikogo przekonywać, że umowa taka powinna zawierać kategoryczne i ściśle sprecyzowane gwarancje, oraz głosić, jakie konsekwencje pociągnie ich niedotrzymanie. Ale w tejże umowie należy również podać wyraźnie, do jakich punktów pomiarowych mają się odnosić poszczególne dane stanu gwarancyjnego, inaczej bowiem też same np. cyfry gwarancyjne zużycia pary dadzą się w szerokich granicach rozciągnąć. Należy z góry zgrubsza choćby przewidzieć, jakiemi przyrządami będą dokonywane pomiary (np. ważenie kondensatu lub mierzenie ilości pary paromierzem), bo to przesądza o większej ścisłości pomiarów, względnie rozluźnieniu gwarancji przez wprowadzenie tolerancyj pomiarowych. Daje to przytem możność, aby już w czasie montażu turbiny było uwzględnione właściwe zabudowanie odpowiednich przyrządów pomiarowych. Bywały wypadki, gdy przeoczenie tego we właściwym czasie nie dawało się już później należycie poprawić. Dalej, można w umowie zawczasu ustalić tolerancje, dając tem wyraz poziomu, na jakim mają się znajdować następnie pomiary odbiorcze. Należałoby już w umowie określić sposób przeliczeń wyników pomiarów na warunki gwarancyjne, co dałoby możność odbiorcy żądania zawczasu gwarancyjnych krzywych, zaś dostawcy dałoby czas na solidne ich przygotowanie. Należy wreszcie sprecyzować zawczasu sposób obliczania t. zw. przekroczeń.

Niewątpliwie tak opracowana umowa obstawiałaby bardzo wyraźnie zobowiązania, jakich się podejmuje dostawca i byłaby wytknięciem prostej drogi dla dalszych prac odbiorczych.

Byłoby jeszcze lepiej już do sporządzania umowy wzywać bezstronnego rzeczoznawcą, który następnie ma prowadzić pomiary, a to w tym celu, aby uniknąć błędów w sporządzaniu umowy i żeby już zawczasu jaknajdalej uzgodnić kwestje przyszłego odbioru.

Niestety, obecnie jesteśmy jeszcze bardzo dalecy od tego wyidealizowanego stanu. W większości obecnych umów panuje niezmierny chaos. Dostawca przeważnie nie jest zainteresowany w opracowaniu jasnej i wzorowej umowy; pewne niejasności mogą mu się w przyszłości nawet przydać. Odbiorca w większości wypadków nie ma w tych sprawach dostatecznego doświadczenia, zaś bezstronny rzeczoznawca nie może wywrzeć tu wpływu, gdyż przeważnie nie jest do sporządzania umowy wzywany. Zaznajamia się on z umową dopiero przed odbiorem i wiele nieraz kosztuje wysiłków częściowe odrobienie tego, co zepsuła błędnie ułożona umowa.

Spotykają się bowiem umowy, które wprawdzie przewidują „ścisłe" pomiary odbiorcze, jednak swą treścią z góry zaprzepaszczają ich wartość.

Znamy np. umowę, gdzie gwarancyjne cyfry zużycia pary były podane „bona fide" bez bliższego określenia, jak mają być one rozumiane. Inna umowa głosi, że podane w niej gwarancje zużycia pary są obowiązujące tylko w ciągu miesiąca od daty ukończenia montażu turbiny, a więc nawet nie od daty jej uruchomienia.

Ponieważ w tak krótkim czasie pomiary odbiorcze nie tylko nie mogą się odbyć, ale i nie powinny mieć miejsca (projekt polskich norm przewiduje okres dwumiesięczny od daty uruchomienia maszyny), przeto taki punkt umowy czyni gwarancję bezwartościową.

Spotykają się też umowy, zawierające różne zobowiązania dostawcy, nie przewidujące jednak żadnych skutków w wypadku nie dotrzymania tych gwarancyj.

Zdarza się też, że umowa w sposób skryty lub otwarty zawiera nieraz znaczne bonifikaty na korzyść dostawcy, zmniejszając przez to wartość cyfr gwarantowanych w sposób nieoczekiwany dla odbiorcy. Może to mieć miejsce np. dla turbiny przeciwprężnej, gdy umowa przewiduje zastosowanie 5% tolerancji, zaś jeden z punktów umowy głosi, że pomiar pary ma być dokonywany paromierzem, co w myśl obcych norm np. niemieckich i ogólnie przyjętego zwyczaju daje możność dostawcy żądania znowu 5% tolerancji pomiarowej. Gdy do tego jeszcze dojdzie przepisowa poprawka na wahania obciążeń, to może się okazać, że stwierdzone w czasie pomiarów o kilkanaście nawet procent za duże rzeczywiste zużycie pary po dokonaniu przeliczeń w myśl umowy nie wychodzi poza granice gwarancji.

Źle też najczęściej stawiana bywa w umowach kwestja obliczania t. zw. ogólnego przekroczenia, które ma być wyrazem stopnia dotrzymania gwarancji, dotyczących zużycia pary, oraz jest podstawą dla obrachunku między nabywcą a dostawcą.

Umowa najczęściej przewiduje, że odchylenia od gwarancji, stwierdzone dla poszczególnych pomiarów, należy zsumować algebraicznie i podzielić przez ilość przyjętych pod uwagę pomiarów, a otrzymana stąd „średnia" ma dawać ostateczny sąd o stopniu przekroczenia lub dotrzymania gwarancji. Taka podstawa dla obliczeń najczęściej bywa błędna.

W praktyce bowiem każda turbina, zależnie od miejscowych warunków, pracuje najczęściej przy pewnem określonem obciążeniu, i małe zużycie pary dla tego właśnie obciążenia stanowi o ekonomicznej pracy tej maszyny. Dlatego słuszniej czynią ci odbiorcy, którzy w umowie zastrzegają sobie inny sposób ostatecznego obliczenia przekroczeń, gdzie specjalny nacisk położony jest na odchylenia od gwarancji przy tych obciążeniach, co do których nabywca najbardziej jest zainteresowany.

Przykład jednego z takich sposobów podany był w *Technice Cieplnej* Nr. 5 z 1930 r. przy opisie pomiarów odbiorczych. Wprowadzono tam zasadę, że obliczone dla poszczególnych obciążeń odchylenia od gwarancji mnoży się przez następujące spółczynniki:

dla obciążenia $^2/_4$ — przez 1
„ $^3/_4$ — przez 1
„ $^4/_4$ — przez 3
„ $^5/_4$ — przez 2

Dopiero uzyskane wyniki były zsumowane algebraicznie, zaś otrzymaną sumę podzielono przez 7. Obliczona w ten sposób wielkość ogólnego przekroczenia uwzględniała więc w znacznie większym stopniu wyniki pomiarów przy pełnem obciążeniu i przeciążeniu, co z punktu widzenia odbiorcy było bardzo słuszne, gdyż w tych właśnie warunkach odbierana turbina miała głównie pracować.

Przy innych warunkach pracy przytoczone tu dla przykładu spółczynniki należałoby oczywiście odpowiednio zmieniać.

Wychodzenie z najczęściej przyjmowanej wspomnianej poprzednio „średniej" prowadzi do tego, że przekroczenie gwarancji przy najważniejszem dla nabywcy obciążeniu może być łatwo anulowane w ogólnem obliczeniu przez utrzymanie stanu poniżej gwarancji przy pomiarach dla innych obciążeń turbiny. Łatwo to pojąć, jeżeli się zważy, że dla tych innych obciążeń dostawca mógł umyślnie podać wysokie cyfry gwarancyjne zużycia pary, na co łatwo nabywca mógł nie zwrócić uwagi, mniej interesując się pracą turbiny w drugorzędnych warunkach.

Zresztą często się zdarza, że nabywca przy zawieraniu umowy niebardzo się zastanawia, jakie właściwie będą warunki pracy zamawianej maszyny.

Tem się też często tłumaczy, że i inne punkty gwarancji bywają niezbyt dostosowane do rzeczywistych potrzeb.

Wciąż jeszcze spotyka się instalacje, gdzie moc nowonabytej turbiny nie może być całkowicie wyzyskana, lub też odwrotnie, turbina odrazu okazuje się za słaba. Często się zdarza widzieć, że turbina swą budową nie jest dostosowana do instalacji kotłowej i para, jaką normalnie wytwarza kotłownia, co do ciśnienia i temperatury nie odpowiada danym, na które opiewają gwarancje zużycia pary. Również i próżnia przy normalnej pracy turbiny bywa daleka od warunków, przewidzianych w umowie, bądź to z powodu niedostatecznej ilości chłodnej wody, bądź to z powodu niewłaściwej jej temperatury.

Jasne jest, że wówczas pomiary odbiorcze nie dadzą się prowadzić w warunkach bliskich do normalnej pracy, i nie pozostaje nic innego, jak sztucznie naginać ruch całej instalacji, aby pracę odbieranej turbiny możliwie zbliżyć do warunków gwarancji.

Oczywiście, że wtedy pomiary odbiorcze stają się kosztowne i przykre dla całego przedsiębiorstwa, nie przynosząc zaś wzamian nabywcy oczekiwanych korzyści, budzą niechęć i wywołują utyskiwania na bezcelowe „Paradeversuche". Nazwa w tych wypadkach może i słuszna, zwłaszcza gdy w wyśrubowanych sztucznie warunkach na mocy pomiarów i przeliczeń trzeba stwierdzić, że gwarancja jest dotrzymana, zaś gdy turbina, wyzwolona z warunków umowy, wraca do pracy, jaką zwykle będzie spełniać, raptem się okazuje, że pracuje ona za drogo. Nie jest to jednak winą pomiarów odbiorczych; przyczyny złego należy się doszukiwać *w niewłaściwem zamówieniu* lub źle ułożonych gwarancjach.

Nie jest bowiem nieodzowną cechą pomiarów odrywanie turbiny od jej normalnych warunków pracy. Jakkolwiek pomiary odbiorcze wymagają pewnego przygotowania instalacji i usunięcia o ile możliwe cech przypadkowości w pracy turbiny, to jednak środki te tak dalece się dadzą pogodzić z normalnym ruchem nie tylko turbiny ale nawet i całego zakładu, że bywają odbiory, gdzie stawiany jest specjalny nacisk na utrzymanie normalnych warunków pracy.

Oczywiście jest to możliwe tam jedynie, gdzie charakter pracy instalacji jest doskonale uzgodniony z umową, gdzie stan pary jak u wlotu do turbiny tak i u wylotu waha się w czasie pomiaru w granicach dopuszczalnych przez normy, zaś moc, jakkolwiek oddawana na sieć, może być utrzymana na pożądanej wysokości dzięki posiadaniu do-

statecznej rezerwy i zapewnieniu dostatecznego obciążenia.

Wspomnimy tu jeszcze o innej przyczynie, dla której pomiary odbiorcze turbiny stają się niekiedy bardzo uciążliwe dla przedsiębiorstwa. Jeżeli chodzi o odbiór turbiny czysto kondensacyjnej, to umowa podaje zwykle gwarantowane zużycie pary dla trzech lub czterech obciążeń, i sprawdzenie tych kilku punktów nie jest dla instalacji męczące. Coraz częściej jednak instalowane są turbiny, pracujące z pobieraniem pary, i tu już umowa zawiera nieraz kilkanaście punktów, podając gwarancje zużycia pary jak dla różnych obciążeń przy pracy z kondensacją, tak i dla różnych ilości pobieranej pary. W tych wypadkach dostawca żąda często sprawdzenia wszystkich punktów gwarancji, aby oczekiwane dla niektórych punktów niskie zużycie pary wpłynęło na ogólny wynik pomiarów w sposób, korzystniejszy dla dostawcy.

Przeprowadzaliśmy np. badania odbiorcze turbiny o niewielkiej mocy, gdzie dla sprawdzenia wszystkich punktów umowy, dotyczących zużycia pary, trzeba było wykonać 12 pomiarów. W tych wypadkach próby odbiorcze stają się dla nabywcy kłopotliwe i nieraz zbyt kosztowne, a często nawet związane z nadmiernemi trudnościami.

Uważamy, że normy odbiorcze powinny regulować tę sprawę, dając prawo bezstronnemu rzeczoznawcy ograniczania się w tych wypadkach do sprawdzenia kilku najważniejszych dla instalacji punktów umowy; w celu określenia ogólnego przekroczenia należałoby wtedy dla niesprawdzonych punktów brać wprost z umowy podane tam gwarantowane cyfry zużycia pary.

Rzucony tu projekt podziału norm odbiorczych turbin parowych na trzy wyżej wymienione działy, ułatwiłby naszem zdaniem dalsze prace w tej dziedzinie.

Opracowanie pierwszego działu, dotyczącego właściwych pomiarów odbiorczych, byłoby zdaje się już obecnie możliwe.

Kwestję otwartą stanowiłyby tu jeszcze przepisy, dotyczące stosowania paromierzy. Dział drugi, obejmujący tolerancje i sposoby przeliczeń, sprawia obecnie jeszcze trudności i wymaga dalszych studjów. Tem więcej przeto daje się odczuwać potrzeba opracowania trzeciego działu, któryby, dając wytyczne dla zawierania umów, wpłynął korzystnie na zmniejszenie istniejącego dotychczas chaosu i częściowo zmniejszył dający się coraz bardziej odczuwać brak własnych norm odbiorczych.

Inż. KAZIMIERZ BIZAŃSKI.

BADANIA ODBIORCZE DWUCH SILNIKÓW DIESLA O MOCY NORMALNEJ PO 300 KM_e.

Dnia 10 i 17 maja 1930 r. przeprowadziło Stowarzyszenie badania odbiorcze w elektrowni m. Jarosławia na dwuch silnikach Diesla Nr. 1266 i 1267 o mocy normalnej po 300 KM_e dostarczonych przez Fabrykę Wagonów i Maszyn w Grazu.

Oba badane silniki są tego samego typu, systemu „Graz" typ 50/4, czterocylindrowe, z kołem zamachowem, bezpośrednio sprzężone z generatorami, zbudowane w roku 1929.

Średnica cylindrów	365 *mm*
Skok tłoka	500 *mm*
Liczba obrotów na minutę	250
Moc normalna	300 KM_e
Regulacja paliwa	ilościowa automat.
Smarowanie	obiegowe
Regulacja obiegu wodnego	ręczna.

Przed badaniem był każdy z silników około 800 godzin w normalnym ruchu elektrowni, co stworzyło odpowiednie warunki dla badań odbiorczych.

W czasie badań paliwo mierzono w naczyniu z przewężeniem, dolewając dla każdego punktu pomiarowego kilka jednakowej wagi dawek oleju gazowego. Czas zużycia paliwa mierzono łącznie dla całej ilości i osobno dla poszczególnych dawek — w ten sposób każdy pomiar był podzielony na kilka krótkich, kilkuminutowych pomiarów, co, wobec stałego obciążenia, daje dokładną kontrolę pomiaru i orjentuje o stanie równowagi cieplnej silnika.

Przebieg pracy w poszczególnych cylindrach silnika i kompresora, oraz rozdział pracy między cylindry silnika badano jednocześnie zapomocą indikatora. Metoda badania jednym i tym samym indikatorem, która ma zwolenników a nawet była w odbiorach gwarancyjnych, przeprowadzonych zagranicą na bardzo dużych jednostkach, imperatywnie nakazywana, nie jest wolna od błędów i trzeba ją raczej traktować jako modę, która, wobec ograniczonego czasu dla badań gwarancyjnych

u odbiorcy, spowoduje raczej błąd przez niedostrzeżone uszkodzenie instrumentu lub wadliwy napęd, niż zamierzoną, precyzyjną dokładność.

Zmiany liczby obrotów, chwilowe i stałe przy raptownych odciążeniach i obciążeniach mierzono i rejestrowano tachografem systemu Jaquet'a.

Ponieważ zużycie wody chłodzącej nie miało dużego znaczenia dla elektrowni, a dokładny pomiar wymagałby trudnych przeróbek, ograniczono się do kilkusekundowych pomiarów odpływu.

Moc oddawaną przez silniki przeliczano z mocy generatorów elektrycznych, mierzonej dwoma precyzyjnemi watomierzami. W czasie pomiarów generatory były obciążone oporem wodnym i małym motorkiem, napędzającym pompę zasilającą zbiornik wody chłodzącej dla silników, a ponieważ moc, pobierana przez ten motorek, stanowiła niewielki procent obciążenia oporem wodnym, zatem praktycznie można było przyjąć cos $\varphi = 1$. Przy małych obciążeniach, które, wobec wyjątkowo dobrego przewodnictwa elektrycznego wody dopływającej do oporu, dało się uzyskać jedynie przy napięciu niższem od normalnego, uwzględniono poprawki dla odczytanej mocy. Wspomniane poprawki były oparte na zasadzie, że moc zmierzona wraz z sumą strat w generatorze trójfazowym i w obwodzie wzbudzenia musi się równać mocy poprawionej i sumie strat występujących przy mocy poprawionej.

Dla strat mechanicznych, nie uwzględnionych w krzywej sprawności generatora, t. j. tarcia w łożyskach i oporu wentylacyjnego przyjęto jako stałą wartość 3 *kW*.

Poniżej są ujęte w tablice wyniki pomiarów obu silników:

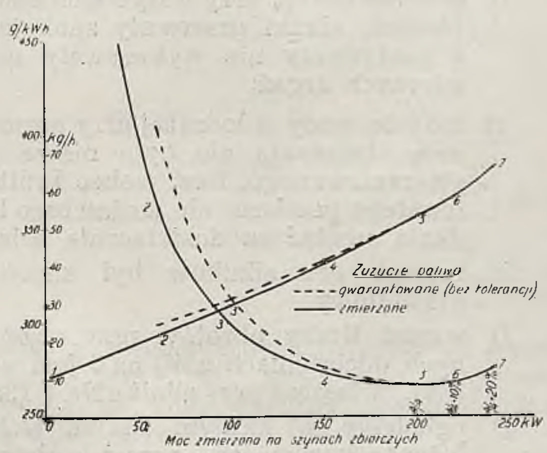
Silnik Nr. 1266

	9.V 1930	10.V.1930					
Nr. pomiaru	1	2	3	4	5	6	7
Nastawione obciążenie w % normalnego	0	30	50	75	100	110	120
Godzina zaczęcia pomiaru	10^{15}	9^{57}	10^{59}	12^{08}	13^{19}	14^{07}	15^{12}
Czas trwania pomiaru w sekundach	3551	1994	1953	1921	1955	3450	1077
Moc zmierzona na szynach zbiorcz. *kW*	3,8	66,15	101,4	152,0	201,4	217,6	239,3
Napięcie prądu *V*	6000	4300	5200	5950	6000	6100	6200
Moc przeliczona dla *E* = 6300 *V*	2,7	61,2	98,5	151,0	201,0	219,0	242,0
Wahliwość obciąż.:							
obciąż. min. *kW*	—	65,2	100,2	149,5	199,0	—	—
obciąż. max. *kW*	—	67,3	112,7	154,5	205,0	—	—
Moc na wale silnika *KMe*	21,7	102,0	154,1	228,3	300,0	326,2	359,8
Zużycie paliwa:							
Ogólne w czasie pomiaru *kg*	10,5	12,25	16,0	22,0	29,25	56,0	20,0
godzinowe *kg/h*	10,65	22,10	29,50	41,20	53,90	58,40	66,90
jednostkowe *g/kWh*	—	361,0	300,0	273,0	268,0	267,0	276,3
„ *g/KMeh*	—	216,5	191,5	180,5	180,0	179,0	186,0
Temperatura wody:							
dopływowej °C	—	11,0	12,0	13,0	14,0	16,0	17,0
odpływowej z łbic i zaworów średnia °C	—	61,0	56,5	49,0	53,0	50,0	51,5

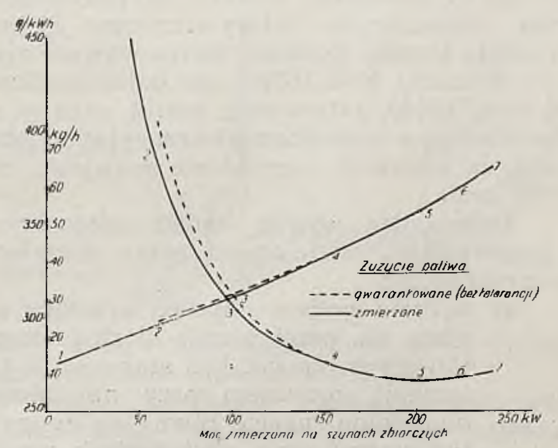
Wykresy rozchodu paliwa całkowitego i przeliczonego na 1 *kWh* (rys. 1 i 2) wykazują bardzo ładny przebieg. Z wyników badania i charakteru krzywych zużycia paliwa jest widoczne, że oba silniki zostały przez fabrykę wytwórczą zbyt skromnie oznaczone co do mocy normalnej. Dla obu silników można było jako moc normalną przyjąć 215 do 225 *kW*.

Silnik Nr. 1267.

Data pomiarów	10.V.1930				17.V.1930						
Nr. pomiaru	1	2	3	4	1	2	3	4	5	6	7
Nastawione obciążenie	0	30	50	75	0	30	50	75	100	110	120
Godzina zaczęcia pomiaru	17^{32}	18^{32}	19^{34}	20^{29}	8^{40}	9^{41}	10^{30}	11^{19}	12^{10}	14^{23}	14^{58}
Czas trwania pomiaru w sekun.	2130	1994	1898	1859	1720	1908	1855	1882	1885	1821	1107
Moc zmierzona na szynach zbiorczych *kW*	—	61,33	101,27	153,8	6,9	62,7	104,6	154,1	201,0	222,4	240,9
Napięcie prądu *V*	—	4500	5300	5850	6000	4650	5350	5700	6050	6150	6100
Moc przeliczona dla *E*=6300 *V.kW*	—	56,8	98,7	152,8	5,8	58,4	102,2	152,9	201,0	222,4	240,9
Wahliwość obciążenia: obciążenie min.	—	59,4	99,0	150,7	—	61,2	103,5	153,5	198,6	219,6	236,7
obciążenie max.	—	62,7	103,5	155,7	—	64,0	106,1	154,5	202,5	225,0	245,7
Moc na wale silnika *KMe*	—	95,9	154,3	230,8	26,0	98,1	159,2	231,0	300,0	333,1	358,3
Zużycie paliwa: ogólne w czasie pomiaru *kg*.	6,0	12,25	16,0	22,0	6,0	12,0	16,0	22,0	28,0	30,0	20,0
godzinowe *kg/h*	10,13	22,08	30,33	42,60	12,57	22,63	31,05	42,10	53,50	59,30	65,0
jednostkowe *g/kWh*	—	389,0	307,5	279,0	—	388,0	304,0	275,0	266,0	267,0	270,0
„ *g/KMeh*	—	230,0	196,5	184,5	—	231,0	195,0	182,0	178,2	179,0	181,5
Temperatura wody: dopływ. °C	16,0	16,5	19,0	20,0	14,0	14,0	15,0	16,0	17,5	21,0	21,0
odpływ. z łbic i zaworów średnia °C	32,0	40,0	48,0	62,0	42,0	49,0	55,0	55,0	58,5	59,5	60,0



Rys. 1. Krzywa zużycia paliwa całkowitego i przeliczonego na 1 *kWh* dla silnika Nr. 1266.



Rys. 2. Krzywa zużycia paliwa całkowitego i przeliczonego na 1 *kWh* dla silnika Nr. 1267.

Z wykresów widać, że gwarancje, dotyczące zużycia paliwa zostały całkowicie dotrzymane bez potrzeby doliczania tolerancji, która została ustalona na 5%.

Wyniki badań zmiany liczby obrotów trwałej i chwilowej przedstawia poniższa tablica.

Silnik	Nr. f. 1266				Nr. f. 1267	
Odciążenie	$^4/_4$ na 0		$^3/_4$ na 0	$^2/_4$ na 0	$^4/_4$ na 0	
	przy całkowicie skręconej sprężynie	raptowne	raptowne	raptowne	przy całkowicie skręconej sprężynie	raptowne
Liczba obrotów przed odciążeżeniem	250	250	250	257	252	252
Liczba obrotów po odciążeniu:						
największa	270	267	261	262	276	271
trwała	250	260	260	260	252	268
Zmiana liczby obrotów:						
największa chwilowa . . .	20	17	11	5	24	19
w % . . .	8,0	6,8	4,4	1,95	9,5	7,5
trwała	—	10	10	3	—	16
w % . . .	—	4	4	1,16	—	6,35

Przybliżone zużycie wody obiegowej zmierzone dla celów orjentacyjnych w krótkotrwałym pomiarze przy obciążeniu 200 *kW*, wynosiło 30 *kg/kWh*, przyczem temperatura wody dopływowej wynosiła 18,5°C a średnia temperatura wody odpływowej z głowic 60°C.

Badania zostały przeprowadzone zgodnie z wskazaniami norm polskich, wydanych w roku 1930 przez Polski Komitet Normalizacyjny pod znakiem „*PN/R*-301.", które w protokóle wstępnym zostały zgodnie przez obie strony uznane za obowiązujące dla danego pomiaru.

Badanie kalorymetryczne oleju gazowego, użytego do pomiarów, zostało przeprowadzone przez laboratorjum kalorymetryczne Stowarzyszenia Dozoru Kotłów. Górna wartość opałowa wynosiła kcal. 10794, zaś dolna (obliczona) kcal. 10146, zatem olej został uznany za odpowiadający warunkom gwarancyjnym, gdyż dostawca zastrzegł wartość nie mniejszą, niż 10000 kcal.

Zestawiając wyniki badań odbiorczych z gwarancjami, udzielonemi przez dostawcę, stwierdzono, że:

a) zużycie paliwa obydwu silników nigdzie nie przekraczało liczb gwarantowanych, nawet bez stosowania tolerancji, przyczem przy normalnem obciążeniu zużycie równa się gwarantowanemu, przy obciążeniach mniejszych, zużycie zmierzone jest niższe niż gwarantowane,

b) oba silniki osiągnęły z łatwością najwyższą chwilową moc (20% przeciążenia),

c) przy biegu luzem, podczas każdego obrotu paliły wszystkie cztery cylindry,

d) rozkład pracy na poszczególne cylindry obu silników był dostatecznie równomierny, a przebieg spalania w poszczególnych cylindrach prawidłowy,

e) wydmuch przy wszystkich obciążeniach był prawie niedostrzegalny, z wyjątkiem 20% przeciążenia, w czasie którego był lekko brunatno zabarwiony,

f) podczas pracy, przy wszystkich obciążeniach, silniki pracowały spokojnie, a fundamenty nie wykazywały nadmiernych drgań,

g) zużycie wody chłodzącej przy normalnem obciążeniu nie było niższe od gwarantowanego, lecz, wobec krótkotrwałego pomiaru, nie można tego badania uważać za dostatecznie ścisłe,

h) rozruch obu silników był zupełnie prawidłowy,

i) wzrost liczby obrotów przy raptownych odciążeniach z $^4/_4$ na 0 jest wysoki, zwłaszcza przy silniku Nr. f. 1267,

j) oględziny w każdym silniku tłoka, łożyska korbowego, panwi korbowodu i zaworów jednego cylindra, rozebranego według wyboru rzeczoznawcy, nie wykazały żadnych uszkodzeń, lub nadmiernego zużycia.

NOWA SIŁOWNIA WE WŁOCŁAWSKIEJ FABRYCE CELULOZY

W r. 1926, w związku z rozwojem i reorganizacją istniejących działów fabrykacyjnych, oraz budową nowych działów, zaprojektowano nową siłownię wraz z zupełną elektryfikacją ruchu.

Stara siłownia z okresu przedwojennego składała się z 3-ch grup kotłów o ogólnej pow. ogrzew. 1800 m^2 i trzech silników parowych o mocy zainstalowanej 900 *kW*.

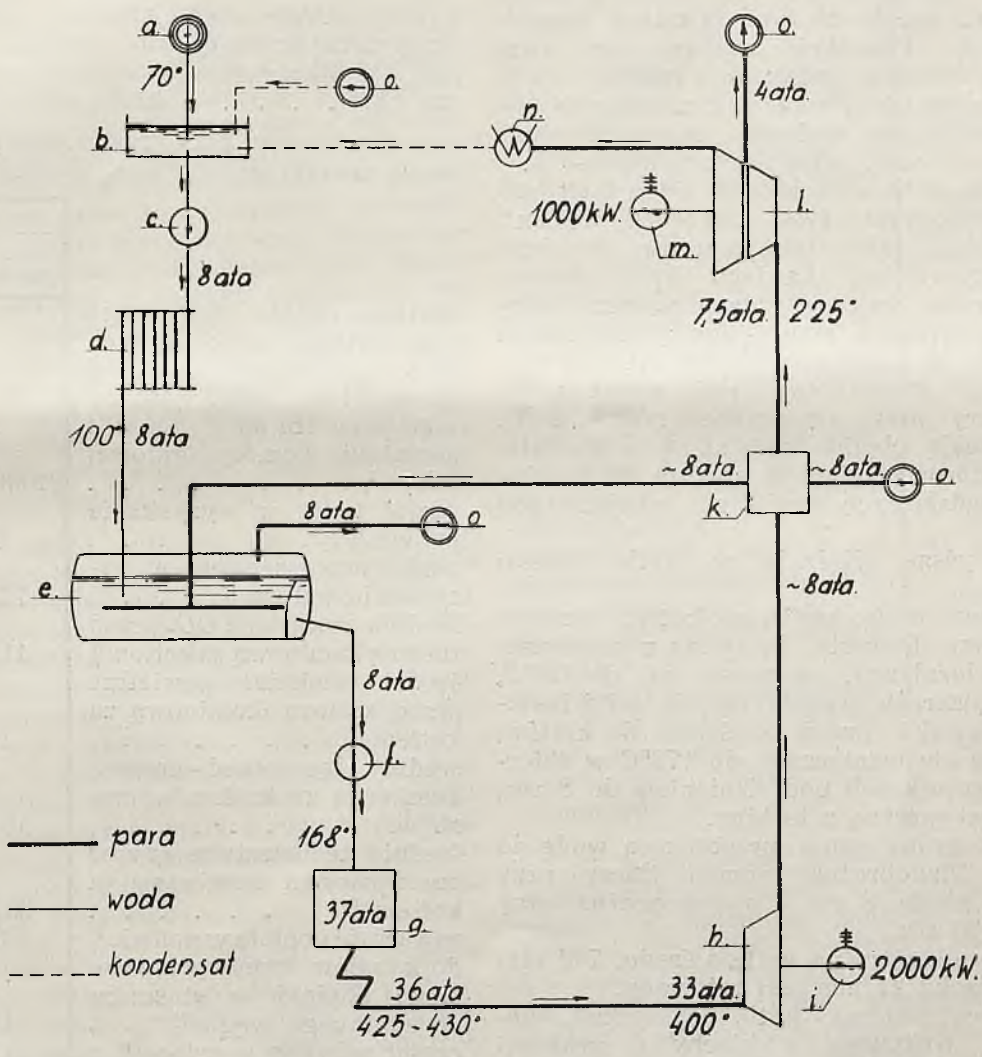
1-sza grupa, składająca się z 5-ciu kotłów dwupłomienicowych, o ogólnej pow. ogrzew. 500 m^2, bez przegrzewaczy, o ciśn. 8 *atn*, z mechanicznemi paleniskami i podwiewem powietrza pod ruszt systemu Seybotha na miał węglowy, zasilała *świeżą parą dział fabrykacyjny* (*warniki*).

2-ga grupa, składająca się z 3-ch kotłów opłomkowych, ogólnej pow. ogrzew. 549 m^2, z przegrzewaczami pary, ciśn. 12 *atn* i paleniskami również Seybotha, zasilała maszyny parowe.

3-cia grupa, składająca się z 3-ch kotłów opłomkowych, o ogólnej powierzchni ogrzew. 751 m^2, z przegrzewaczami pary, ciśn. 15 *atn*, z paleniskami ruchomemi, zasilała turbinę parową.

Każda z powyższych grup miała własny ekonomizer. Odpływ spalin nazewnątrz odbywał się przy pomocy ciągu naturalnego.

Obciążenie i sprawność kotłów bez ekonomizerów stanowiły przeciętnie dla 1-ej grupy 26 $kg/m^2/h$ i 67%, 2-iej — 17,5 $kg/m^2/h$ i 73%, 3-iej — 22,5 $kg/m^2/h$ i 75%. Stałej rezerwy kotłów siłownia nie miała.



Grupę silnikową tworzyły sprzężone kondensacyjne maszyny parowe; trójstopniowa o mocy 500 *KMe* i dwustopniowa 200 *KMe*, oraz turbina parowa Curtisa o mocy 400 *kW* z kondensacją i pobieraniem pary o ciśn. 3 *atn* na maszyny papiernicze.

Produkcja celulozy wymaga dużo mocy i znacznych ilości pary grzejnej o określonej temperaturze. Praca odbywa się przy zmiennem zapotrzebowaniu zarówno mocy jak ciepła. Wahania te, co do wielkości bywają różne, jednak zawsze znaczne. Jako maximalne, notowane wśród pomiarów odchylenia mocy od przeciętnej stanowią ± 10%, zaś pary grzejnej na godzinę ± 7% dla maszyn papierniczych i ± 30% dla warników. W związku z tem, każda poszczególna fabryka rozwiązuje sprawę wahań w zużyciu pary inaczej w zależności od miejscowych warunków produkcji i kalkulacji.

Nowa siłownia parowa (rys. 1), zaprojektowana przez Włocławską Fabrykę Celulozy przy współudziale prof. Wiesława Chrzanowskiego, należy do typu instalacji bezcieplarkowych. Produkcja zasilana jest parą grzejną, *pobieraną wyłącznie z turbin.*

Układem obciążenia poszczególnych turbin reguluje się zmienne zapotrzebowanie pary w granicach, jakie stwarza produkcja.

Nowa kotłownia składa się z 3-ch kotłów opłomkowych typu „Babcock Wilcox", w tem jeden, jako stała rezerwa. Powierzchnia ogrzewalna każdego kotła wynosi 500 m^2, pow. ogrzew. przegrzewacza pary 200 m^2, użyteczna pow. podwójnego rusztu ruchomego na miał węglowy 21 m^2.

Kocioł zaopatrzony jest w regulator temperatury pary przegrzanej typu „*E B*". Kotły pracują ciągiem sztucznym z wentylatorów, odprowadzających spaliny do komina i doprowadzających powietrze sekcjami pod ruszt.

Najwyższe ciśnienie w kotle wynosi 36 *atn*.

Surowa woda, zasilająca kotły, ogrzewa się w filtrze Reiserta, łączy się z kondensatem w zbiornikach, nagrzewa się do 100°C, w ekonomizerach wspólnych dla całej instalacji kotłowej i, przed wejściem do kotłów, podgrzewa się ostatecznie do 175°C w zbiornikach, pracujących pod ciśnieniem do 8 *atn*, parą przeciwprężną z turbiny.

Dwie grupy pomp przetłaczają wodę do kotłów. Niskoprężna pompa tłoczy przy ciśnieniu około 8 *atn* i wysokoprężna przy ciśn. ok. 36 *atn*.

Zbiornik pary na kotle o średn. 700 *mm* i grub. blachy 21 mm jest nitowany.

Górny walczak kotła pojedyńczy, poprzeczny, wykonany z blachy o grubości 41 *mm*. Średnica wewnętrzna walczaka 1218 *mm*, długość ogólna wraz z denkami 8117 *mm* długość cylindrycznej części 6950 *mm*. Szew pojedyńczy, podłużny, wykonany jest na zakładkę zapomocą spawu na gazie wodnym. Dna zakuwane. Walczak ten próbowano ciśnieniem wodnym przy 108 *atn*, a potem wyżarzono. Błotnik o średn. 600 *mm* i grub. blachy 29,5 *mm* jest również spawany, denka przynitowane. Komora ogniowa, nie chłodzona, o objętości 70,5 m^3 i średniej wysokości 3,36 *m* nad rusztem, może służyć jako palenisko i na pył węglowy.

Dostawca kotłów gwarantował, że przy miale węglowym o zawartości lotnych części conajmniej 25% i

temperaturze wody zasilającej przy wejściu do kotła C^0 . .	168°	168°	130°	90°
otrzyma odparowalność kotła	**normalną**	**maxim.**	**warunkową**	
kg/m²/h	31,5	38—40	30	28
przy sprawności kotła z przegrzewaczem w %	72	70	72	72
i temperaturze pary przegrzanej przy wyjściu z przegrzewacza C^0.	425°	430°	425°	420°

Gwarancje przy zastrzeżonej 3% tolerancji zostały dotrzymane, przyczem:

	Obciążenie	
	maximalne	normalne
spalono miału węglowego o zawartości części lotnych 30% i wartości opałowej dolnej 6100 — 6000 *kcal* na 1 *m²/h* rusztu *kg*. . . .	121	109
obciążenie komory ogniowej *kcal/m³/h*	216000	194600
udział kotła w wyzyskaniu paliwa %.	62	60,5
udział przegrzewacza w wyzyskaniu paliwa %	12,5	11
średnia zawartość CO_2 przed zasuwą kominową za kotłem %	11,6	10
średni nadmiar powietrza przed zasuwą kominową za kotłem	1,5	1,7
średni ciąg przed zasuwą kominową za kotłem w *mm* sł. w.	15,4	12,6
średnia temperatura gazów przed zasuwą kominową za kotłem °*C*	335°	330°
zawartość popiołu w paliwie %	10,7	11,5
do kanałów dymowych uniesiono popiołu w stosunku do spalonego węgla %. . .	1,5	5
części palnych w szlace % .	21,5	20
straty: kominowa % . . .	18,6	21,6
„ popielnikowa % . .	2,6	1,7
„ pozostała %	4,3	5,2
„ razem %	25,5	28,5
spadek ciśnienia pary w przegrzewaczu *at*	2	1,4
największe natężenie powierzchni wody w górnym walczaku przy 36 *atn* *m³/m²/h*	ok. 150	ok. 115

W fabrykach celulozy kotły zasilane są surową wodą w znacznych ilościach, dochodzących często do 65% ogólnego zapotrzebowania. Włocławska fabryka bierze wodę z Wisły, której twardość ogólna, zależnie od pory roku waha się od 7 do 11° tw. niem. Oprócz tego, że jest średnio-twardą, zawiera w sobie dużo zawieszonego mułu, zwłaszcza w okresie deszczów, wymaga więc mechanicznego i chemicznego oczyszczania. O ile, dla kotłów opłomkowych typu Steimüllera i Garbe, w dawnej kotłowni, woda ta, po przejściu filtrów mechanicznego i sodo-wapiennego (Reisert) klarowna na oko o twardości 2 — 3° tw. niem., nie stwarzała żadnych trudności w ruchu kotłów, w nowych kotłach, nawet przy udoskonalonem mechanicznem oczyszczeniu, okazała się nieodpowiednią. W miarę wzrostu obciążenia kotłów przy przejściowym ciśnieniu ok. 25 *atn*, po dwumiesięcznej ciągłej pracy, zaczęły występować w różnych miejscach dolnego rzędu opłomek, więcej ku przodowi, przeciekające wypukliny. Przyczyną był miękki osad, zebrany w znacznych ilościach. Osad ten znaleziono wszędzie: w zbiorniku pary, przegrzewaczu, filtrze turbinowym i łopatkach kondensacyjnej części końcowej turbiny. Dodano wtenczas, do istniejącej instalacji Reiserta, urządzenie Neckara z samoczynnem odprowadzaniem namułu z kotłów, oraz 2 zbiorniki na wodę oczyszczoną z dwukrotnym zapasem. Twardość zniżyła się do 0,6 — 1° tw. niem., porywanie wody z kotła prawie ustało, osad zbierał się w kotle w znikomych ilościach.

Uszkodzenia opłomek nie występowały więcej, jednak, po zwiększeniu obciążenia siłowni do normalnego, kiedy kotły zaczęły odparowywać do 38 $kg/m^2/h$ przy ciśn. 36 *atn*, po 1500-godzinnej ciągłej pracy, znowu wystąpiły przeciekające wypukliny na dolnych rzędach opłomek. Tym razem powodem był nie osad, który znaleziono w znikomych ilościach, lecz twardy kamień, zalegający w opłomkach warstwą od 1 do 2 *mm*. W związku z tem, oczyszczanie wody wymaga dalszego udoskonalenia, a pewność ruchu opróżniania kotłów z wody i czyszczenia całej instalacji w krótszych terminach.

Ochronne blachy, zakładane w górnych walczakach wpoprzek wylotów rur cyrkulacyjnych przeciwko rzucaniu wody w kotłach, miały odwrotny skutek i zostały zupełnie usunięte z wynikiem pomyślnym. Czołowe belki nośne, niedostatecznie na początku zabezpieczone od wpływu wysokich temperatur komory ogniowej, ulegały stałemu odkształceniu wskutek przegrzania, a także z tego powodu, że podtrzymywały sekcje na klinach bez rolek. Po usunięciu powyższych braków, wraz z wprowadzeniem wzmocnionego chłodzenia powietrzem, nowe belki pracują dobrze.

Wyprawa komor paleniskowych często wypalała się miejscami, powodując opadanie sklepień i ścian. Obecnie, po dobraniu odpornego na wysokie temperatury gatunku szamoty, oraz daniu zaprawy możliwie cienką warstwą, komory paleniskowe od dłuższego czasu pracują bez poważniejszych uszkodzeń.

Pompy wirowe z napędem elektrycznym, o wydajności 50 *t/h* każda i 40 *atn* tłoczenia, zasilające kotły wodą o temperaturze około 170°C, pomimo niejednokrotnych przeróbek przez dostawcę, nie dają dotychczas wymaganej pewności ruchu.

Zestawienie.

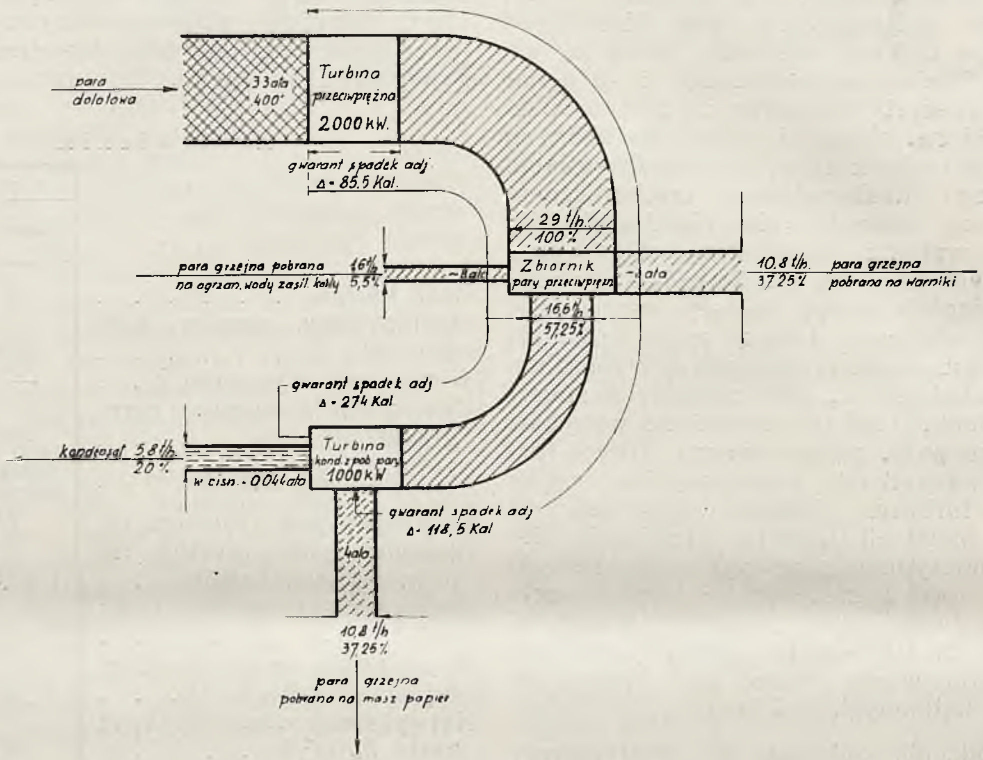
	Kotłownia	
	stara	nowa
Ilość kotłów	11	3
Ogólna pow. ogrzew. kotłów m^2	1800	1500
w tem rezerwy stałej %	—	33
Powierzchnia ogrzew. przegrzew. m^2	423	600
Rodzaj rusztów	ruchome i mechaniczne	ruchome
Użyteczna pow. rusztów m^2	57	63
Stosunek pow. rusztów do pow. ogrzew. kotłów	1/31,5	1/23,8
Wymagana twardość wody °tw. niem.	2—3	~0.1-0.2
Temperatura wody zasilającej przed kotłem °C	90°	168°
Najwyższa odparowalność kotła $kg/m^2/h$	30	40
Ciśnienie pary w kotłach *atn*	8—15	36
Najwyższa temperatura pary przegrzanej °C	300°	430°
Sprawność kotłów bez ekonomizera %	67—75	71,5-74,5
Temperatura gazów spalinowych za kotłem przed zasuwą kominową °C	300°	335°
Ogólna pow. ogrzew. ekonomizerów m^2	1000	1000

Z powyższego wynika, że sprawność kotłów nowych, przeciętnie nie jest wyższą, cechuje je natomiast zdolność wytwarzania pary o wyższej wartości energetycznej i w większych ilościach z m^2/h. Przy obecnej budowie silników parowych, wysokoprężna i wysokoprzegrzana para może być bardzo oszczędnie wyzyskana w fabrykach celulozy, jako przemyśle, zużytkującym dużo mocy i ciepła.

Nowa siłownia składa się z 2-ch nowych turbin parowych, przeciwprężnej i kondensacyjnej z pobieraniem pary, obydwie typu Pierwszej Brneńskiej Fabryki Maszyn. Rzeczywista moc przeciwprężnej turbiny, mierzona na zaciskach generatora, wynosi 2000 *kW*

przy ciśn. dolotowem pary 32 *atn* temperaturze 400°C, 3000 obrotach i przeciwciśnieniu pary 8 *ata*. Generator prądu zmiennego przy *Cos* $\varphi = 0{,}8$ i napięciu 525 *V*, daje 2000 *kW*.

Rzeczywista moc turbiny kondensacyjnej z pobieraniem pary, mierzona na zaciskach generatora, wynosi 1000 *kW* przy ciśn. dolotowem pary $7^1/_2$ *ata*, temperaturze 225°C, 3000 obrotach, pobieraniu pary 10800 *kg/h*



Rys 2 Rozkład pary p/g gwarancji przy 3000 kW

o ciśn. 4 *ata*. Generator prądu zmiennego przy *cos* $\varphi = 0{,}8$ i napięciu 525 *V* daje 1000 *kW*. Oba turbozespoły, pracując jednocześnie, z ogólnem pobieraniem pary 22.800—23200 *kg/h*, rozwijają trwałą moc rzeczywistą 3000 *kW* przy *cos* $\varphi = 0{,}8$ i 3000 obrotach. Normalne pobieranie pary o ciśn. 8 *ata* za turbiną przeciwprężną wynosi na godzinę dla warników 10800 *kg* i 1200—1600 *kg* na ogrzanie wody zasilającej kotły. Utrzymanie stałego przeciwprężnego ciśn. 8 *ata* odbywa się zapomocą 4 zaworów regulacyjnych. Dopuszczalne wahania powyższego ciśnienia wynoszą ± 0,5 *at*.

Normalne pobieranie pary o ciśn. 4 *ata* na maszyny papiernicze wynosi 10.800 *kg/h*. Dopuszczalne wahanie ciśnienia ± 0,5 *at*.

Instalacja posiada kondensator, skraplający 7000 *kg* pary na godzinę przy temperaturze wody chłodzącej 15°C i próżni 95%.

Turbina przeciwprężna składa się z 17 stopni ciśnień.

Turbina kondensacyjna składa się z 2-ch części: średnioprężnej o spadku ciśnień 7,5—4 *ata* i niskoprężnej o spadku ciśnień w granicach ciśnień pobieranej pary i próżni w kondensatorze. Obydwie części osadzone są na wspólnym wale. Średnioprężna część posiada 5 stopni ciśnień, niskoprężna zaś koło Curtisa i 16 stopni Parsonsa.

W przeciwprężnej turbinie wirniki wraz z wałem wykonane są z jednego bloka stalowego *S M*, o wytrzymałości 55 *kg/mm*², przydłużeniu 16—18%, i obrobione wszechstronnie. Koła kierownicze wykonane z żelaza lanego o wytrzymałości 26 *kg/mm*² w wysokoprężnej części, 24 *kg/mm*² w średnioprężnej i 20 *kg/mm*² w niskoprężnej. Łopatki wirnikowe wysokoprężne zbudowane z metalu o dużej wytrzymałości przy wysokich temperaturach, średnioprężne ze stali z 5% domieszką niklu i niskoprężne z metalu Monella. Osłona turbiny wysokoprężnej wykonana ze stali lanej o wytrzymałości 45 — 54 *kg/mm*², kondensacyjnej zaś z żelaza lanego o wytrzymałości 20—24 *kg/mm*².

Regulacja pobierania pary odbywa się zapomocą olejowych serwomotorów.

Bieg pary w siłowni jest następujący (rys. 2). Para o ciśn. 32 *atn* i temperaturze 400°C wchodzi do turbiny wysokoprężnej i wychodzi z niej o ciśn. 7 *atn* i temperaturze 225°C. Cała ilość przeciwprężnej pary odbiera zainstalowany pod turbinami zbiornik,

z którego w normalnych warunkach 10800 *kg/h* idzie na warniki, a 1200—1600 *kg/h* na podgrzanie wody zasilającej kotły, reszta na turbinę kondensacyjną. Turbina ta po przejściu pary przez średnioprężną część, oddaje dalsze 10800 *kg/h* przy ciśn. 3 *atn* na maszyny papiernicze, a resztę, po zużytkowaniu w kondensacyjnej części, skrapla kondensator. Turbozespoły pracują równolegle na sieć. Regulacja zmiennego zapotrzebowania pobieranej pary grzejnej odbywa się zapomocą przerzucania obciążenia z jednej turbiny na drugą. Kiedy braknie pary grzejnej, zmniejsza się wydatek pracy turbiny kondensacyjnej. W związku z tem wzrasta obciążenie turbiny przeciwprężnej, a z nim i podaż pobieranej pary przeciwprężnej. Przy nadmiarze pary grzejnej, wyrównanie następuje w odwrotnym kierunku. Regulacja ta wymaga pewnych różnic między mocą zainstalowaną, a stałem obciążeniem, zależnych od miejscowych warunków fabrykacyjnych. Różnica nie może być zamałą, bo regulacja nie sprosta zadaniu.

O ile będzie zadużą, fabrykacja otrzyma zamało pary i w dodatku parę przegrzaną. Przy dużej różnicy, częściowo pomagać można kotłami, obniżając ciśnienie i przegrzanie pary. Przy małej natomiast pozostaje bądź wypuszczanie nadmiaru pary grzejnej na dach, lub też przy braku jej, dodawanie zredukowanej świeżej pary z kotłów.

Układ fabrykacyjny w pewnych warunkach pozwala na b. oszczędne zużycie pary przy jednej czynnej turbinie przeciwprężnej.

Instalacja zaopatrzona jest w reduktory ciśnienia na 8 *ata* i 4 *ata* na wypadek potrzeby brania pary z kotłów.

System dwuagregatowy, przy stałej rezerwie starej turbiny, zabezpiecza fabrykę dostatecznie przed unieruchomieniem podstawowych działów fabrykacyjnych, na wypadek postoju jednego z agregatów.

Gwarantowane przez dostawcę zużycie pary w turbinie wysokoprężnej przy ciśn. dol. 33 *ata*, temperatura 400°C, przeciwciśnieniu 8 *ata* i *cos* $\varphi = 1$ wynosi:

Obciążenie kW	Zużycie pary kg/h
2000	30.000
1750	25.800
1100	19 500
1000	18.500

W turbinie niskoprężnej przy ciśn. dol. $7^1/_2$ *ata*, tem. 225°C, 95% próżni i *cos* $\varphi = 1$.

Obciążenie kW	Pobieranie pary kg/h	Ogólny rozchód kg/h
1000	10.800	15.900
750	10.800	14.250
500	10.000	12.800

Przy jednoczesnem obciążeniu obu turbin, ciśn. dol. 33 *ata*, temp. 400° C przed turbiną wysokoprężną i cos $\varphi = 1$.

Obciążenie kW	Pobieranie pary kg/h			Kondensat. kh/h	Ogólne zużycie kg/h
	8 *ata* na grzanie wody	8 *ata* na warniki	4 *ata* na maszyn papier.		
3000	1600	10800	10800	5800	29.000
2500	1400	10800	10800	3400	26.400
2000	1400	10800	10800	1500	24.500
1550—1600	1200	10800	10800	0	22.800

Gwarancje przy zastrzeżonej 3% tolerancji zostały dotrzymane.

Turbiny pracują od 2-ch lat zadawalniająco, pomijając drobne niedokładności, które usuwane są stopniowo. Łopatki obu turbin, po całorocznej 24-godzinnej pracy na dobę, były sprawdzane i żadnych uszkodzeń nie stwierdzono. Gwarantowane zużycie pary przez turbinę kondensacyjną w okresie dwuletniej pracy nie zwiększyło się.

Zestawienie.

	Siłownia	
	stara	nowa
ilość silników	3	2
moc zainstalowana kW	900	3000
Obciążenie przeciętne kW	850	2700
całkowite zużycie pary ton/h	42	36
stan produkcji	normalny	zwiększony ok. 50%
zużycie paliwa na wagę gotowego produktu	normalne	zmniejszone ok. 43%

Powyższa oszczędność opałowa ma miejsce wskutek przebudowy siłowni oraz działów fabrykacyjnych, która nie jest jeszcze zakończona.

J. R.

NITOWANIE SWORZNIOWE KOTŁÓW PAROWYCH SYSTEMU SP. AKC., PRZEDTEM ZAKŁADY SKODY W PILŹNIE. [1]

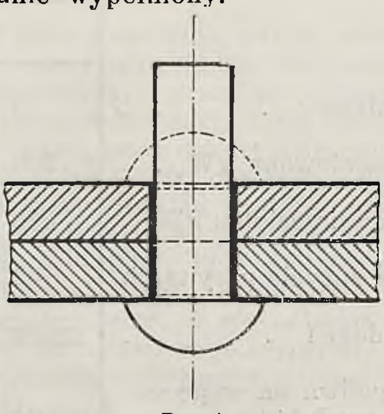
W obecnej dobie wzrastającego zapotrzebowania kotłów wysokoprężnych o wielkich powierzchniach ogrzewalnych, kotlarnia musi być wyposażona w doskonałe obrabiarki, umożliwiające nietylko dobroć wyrobu, lecz także dostępną cenę.

Prawie najważniejszą czynnością w wyrobie kotłów parowych jest nitowanie, toteż słusznie tej czynności poświęcono w ostatnich czasach dużo uwagi.

Dotychczasowe nitowanie nie stoi na tym stopniu doskonałości aby zapewniało zupełną szczelność połączenia, nawet jeśli jest wykonane nowoczesnemi, hydraulicznemi niciarkami. Dużo nitów trzeba doszczelniać — zatem po wykonaniu nitowania okazuje się potrzeba dalszej, dodatkowej, kosztownej czynności. Powodem tego było wadliwe rozwiązanie tworzenia główek nitowych.

Nitowanie zwyczajne.

Dotąd powszechnie używany sposób nitowania sworzniami z jedną gotową główką nitową (rys. 1) nie daje dobrych rezultatów, gdyż przed wykonaniem nita nie można usunąć zendry tworzącej się pod główką nitową, uniemożliwiającej dokładne przyleganie nita do blachy kotłowej. Prócz tego otwór nitowy jest niedokładnie wypełniony materjałem sworznia, gdyż gotowa głowa nitowa, zamknięta obejmującem ją narzędziem, nie pozwalała na dalszą deformację sworznia do żądanej głębokości, toteż otwór nitowy pod głową jest niedokładnie wypełniony.



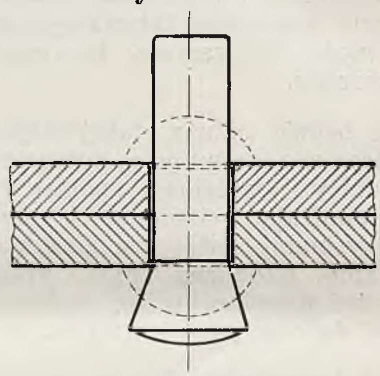
Rys. 1.

Nitowanie systemem Schönbach'a.

Próby nitowania systemem Schönbach'a również nie dały dobrych wyników, gdyż nie można było uzyskać dokładnego rozdzielenia materjału nita po obu stronach blachy, tak, że z jednej strony powstawała za mała głowa nita, co powodowało uszkodzenie blachy, a z drugiej strony zbyt wielka głowa nita z nadmiernem obrzeżem. Głowy nita były ekscentrycznie osadzone, a sam sposób nitowania wymagał skomplikowanych urządzeń i był drogi.

Nitowanie systemem Schuch'a.

Nitowanie sztyftowe systemu Schuch'a (rys. 2) z koniczną główką na sworzniu nita nie wywołało także znacznego przewrotu w nitowaniu, gdyż chociaż było technicznie lepsze, to jednak proces wytwarzania samego nita został niezmieniony.

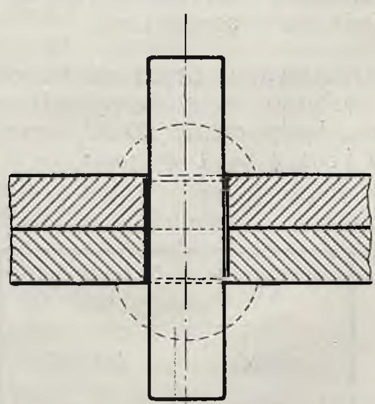


Rys. 2.

Nitowanie sztyftowe systemu Zakładów Skody.

(patent pierwszy)

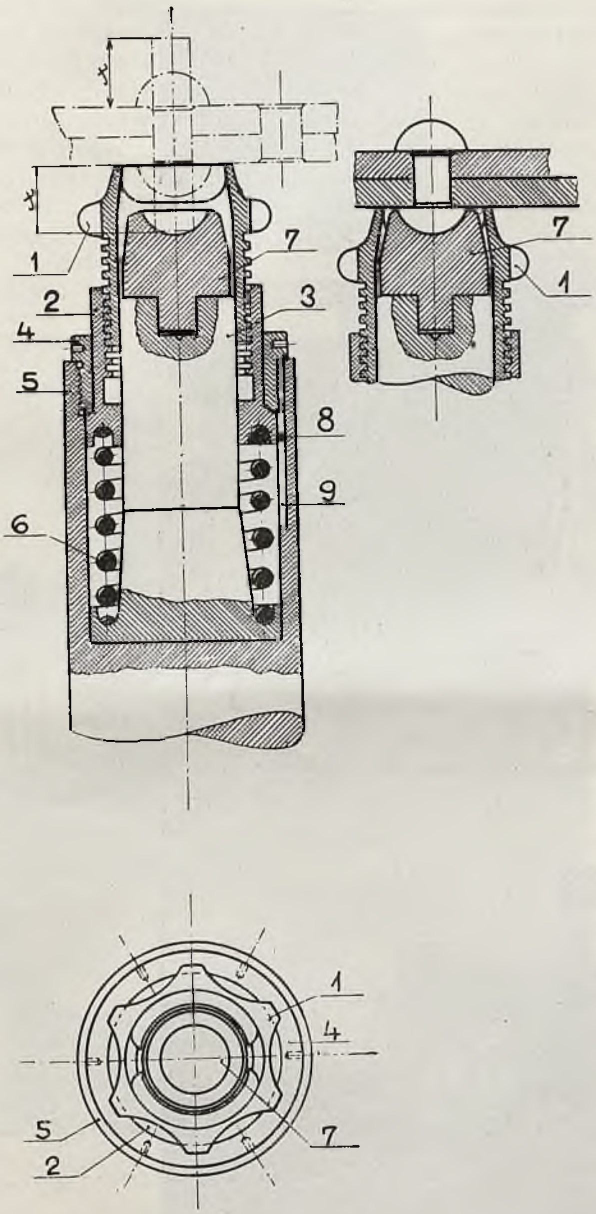
Dopiero sposób nitowania systemu Zakładów Skody w Pilźnie, wyłącznie sztyftowy, w którym używa się wałeczków nitowego żelaza, naciętych w potrzebnej długości (rys. 3) rozwiązuje należycie problem nitowania sztyftowego.



Rys. 3.

[1]) W/g. czasopisma Strojnicky Obzor Nr. 9 z roku 1930. Artykuł Aloisa Hlawy, Plzeń.

Tym sposobem tworzy się po obu stronach blachy jednocześnie zupełnie symetryczne głowy nitowe zapomocą urządzenia nitowego, które zakłada się na zwykłą hydrauliczną niciarkę. Zestawienie urządzenia nitowego jest uwidocznione na rys. 4.

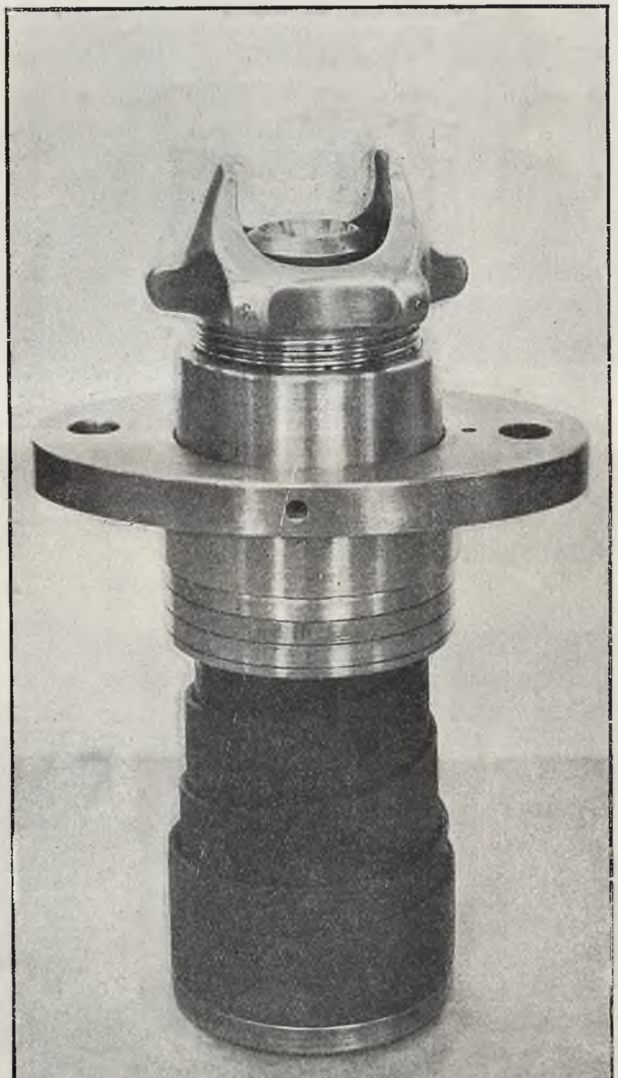


Rys. 4.

Z lewej strony u góry jest przedstawiony podłużny przekrój mechanizmu w chwili początkowej, gdy nitownik do wytworzenia główki jest nieczynny. Rysunek z prawej strony, u góry, przedstawia położenie nitownika główkowego po wytworzeniu główki. Dolny rysunek pokazuje widok z góry na nastawialny śrubowy uchwyt i na śrubową tuleję z otworami na klucz.

Nastawialny śrubowy prowadnik 1 jest wkręcony w elastycznie poddającą się mutrę 2, która obejmuje trzon 3 nitownika 7 i jest zabezpieczona wkrętką 4 przeciw wyskoczeniu z tłoka nitowniczego 5. Naśrubek 2 jest zabezpieczony przeciw obracaniu się wokoło własnej osi noskiem 8 prowadzonym w rowku 9 naciętym w tłoku nitowniczym 5.

Zapomocą prowadnika 1 można wystający koniec sworznia nitowego „x“, konieczny do wytworzenia główki nitowej, ustawić dokładnie, niezależnie od długości użytego nitownika 7. Spiralna sprężyna 6 umieszczona w korpusie tłoka nitowniczego i działająca na ruchomy naśrubek, utrzymuje go w początkowem położeniu (rys. 4, z lewej strony u góry).



Rys. 5.

Rys. 5 przedstawia widok urządzenia do nitowania sztyftowego.

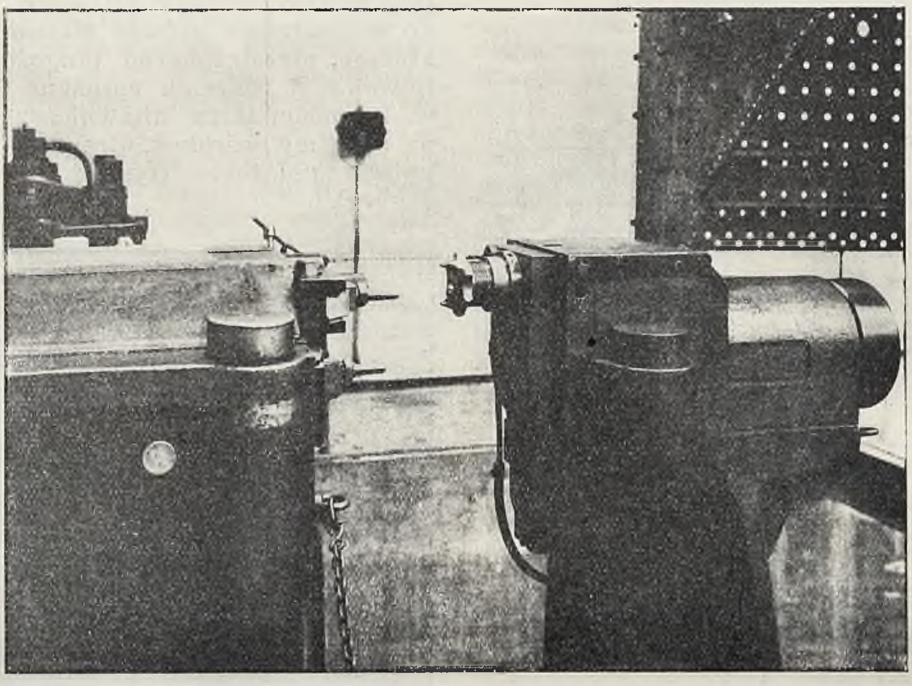
Opisane urządzenie pracuje następująco:

Na początku nitowania, kiedy zgniata się sworzeń nitowy i później gdy tworzy się

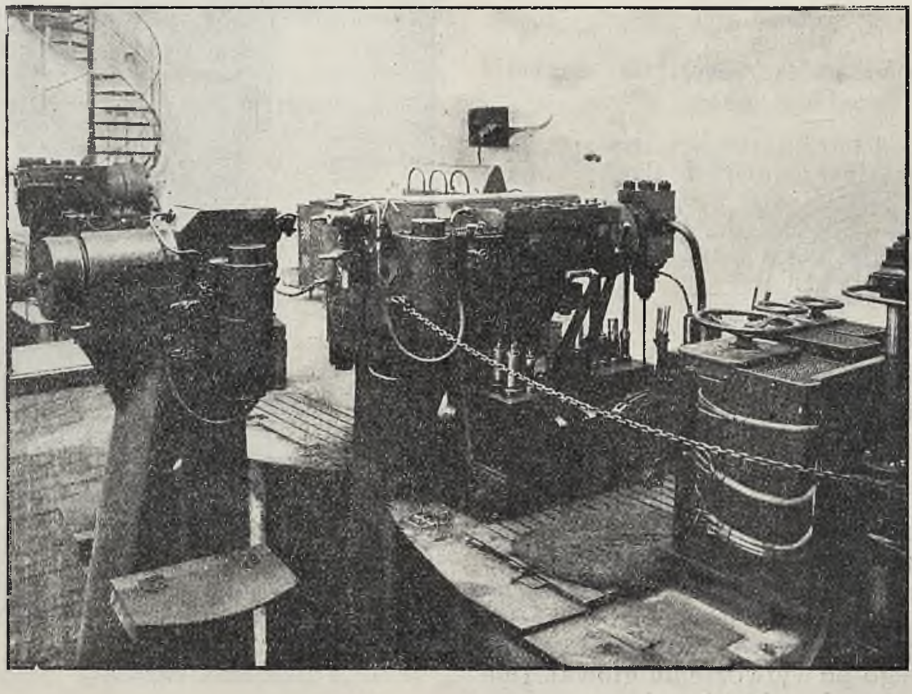
główki, prowadnik 1 wraz z naśrubkiem 2 pokonywując opór sprężyny spiralnej wciska się w tłok nitowniczy 5 tak długo, aż zrówna się z brzegiem nitownika, jak to uwidocznia rys. 4, na prawo u góry.

Tym sposobem nitowania uzyskuje się połączenie nitowe, które czyni zadość wymogom technicznym, gdyż, analizując cały postęp pracy, spostrzegamy, że:

a) materjał sworznia najpierw wgniata



Rys. 6 a



Rys. 6 b

Prowadnik 1 pozostaje w tem położeniu tak długo, jak długo trwa nacisk na nitownik 7, a po zwolnieniu nacisku, spiralna sprężyna wysuwa go znowu do pierwotnego położenia.

się do otworu nitowego, jednocześnie po obu stronach,

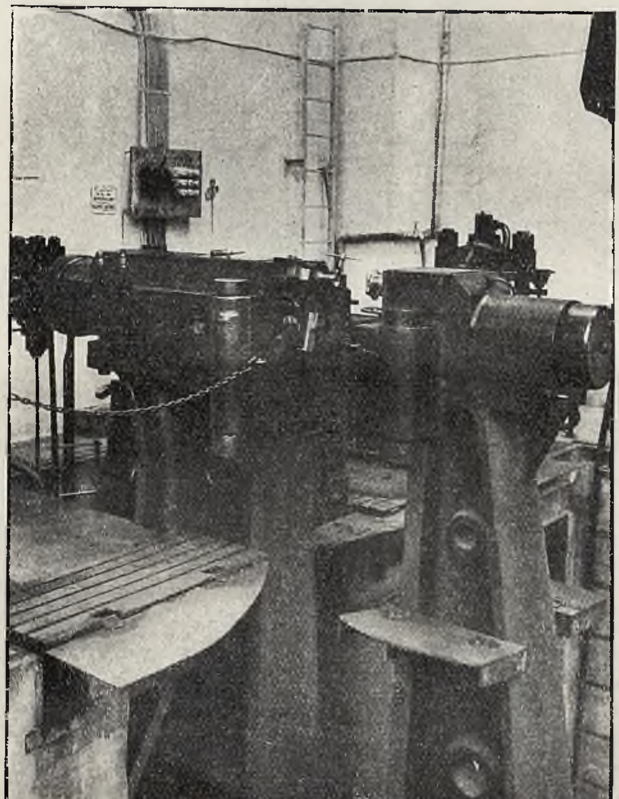
b) następnie wypełniają się materjałem sworznia z obu stron dwa stożki, sta-

nowiące przejście do główek nitowych, poczem dopiero

c) tworzą się jednocześnie obie główki nita, przylegające metalicznie do blachy.

Ze sposobu tworzenia się nitów powyższym sposobem wykonanych należy wnioskować, że osiągają one należytą szczelność i że nie potrzeba ich osobnym zabiegiem doszczelniać. Doświadczenia wykonane w Zakładach Skody dowiodły, że szczelność takiego połączenia nitowego wynosi 99%. W tych warunkach doszczelnianie nitów stałoby się zbędne, co usunęłoby konieczność dodatkowej czynności i uchroniłoby blachy przed uszkodzeniami, towarzyszącemi często temu zabiegowi.

Zalety powyższego nitowania są następujące:



Rys. 6 c

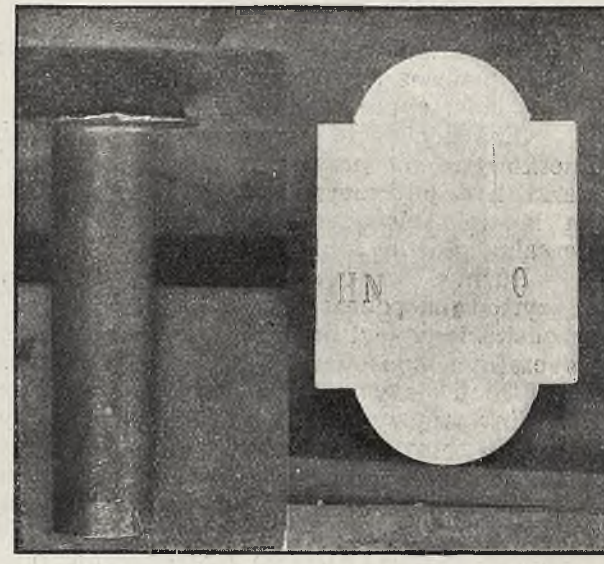
a) wobec jednoczesnego formowania obu główek nitowych unika się zendry, a przez to uzyskuje czysty, metaliczny styk główek z blachą,

b) doszczelnianie nitów staje się praktycznie zbyteczne, a także konieczność doszczelniania brzegów blachy ogranicza się do czynności łatwej i niedrogiej; co dość poważnie odbija się na cenie ogólnej robocizny,

c) przez dokładny rozdział materjału sworznia nitowego na obie strony blachy uzyskuje się nitowanie czyste, o ładnym wyglądzie,

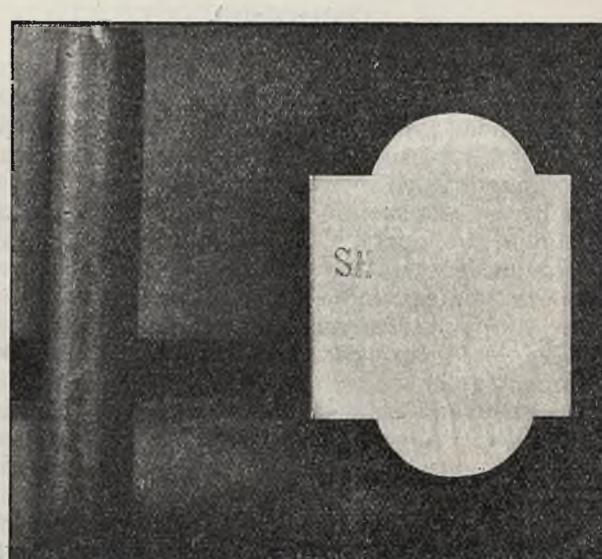
d) jednakowe nagrzanie sworznia nitowego na całej długości i jednoczesne tworzenie główek z obu stron blachy powoduje zupełnie dokładne wypełnienie otworu nitowego,

e) powyżej opisane urządzenie do nitowania da się zastosować do każdej



Rys. 7

niciarki hydraulicznej lub pneumohydraulicznej, a przez wykręcenie nastawialnego śrubowego prowadnika 1 można aparat używać do zwykłego nitowania,



Rys. 8

f) koszty wytwórcze zmniejszają się, gdyż odpada koszt wytwarzania główki przed nitowaniem, a kapitał leżący w nitach rozmaitych rodzajów, które trzeba było

trzymać na składzie, zmniejsza się znacznie, gdyż wystarczy jedynie mieć odpowiednie pręty żelaza nitowego, z których każdej chwili można naciąć sworznie odpowiedniej długości,

g) zużycie stali na nitownik jest bardzo małe, gdyż daje on się zużyć aż do końca, ponieważ, stosownie do jego długości, można nastawiać śrubowy prowadnik,

i) sworznie nitowe ogrzewa się tylko raz, podczas gdy przy nitowaniu zwyczajnem ogrzewa się je dwukrotnie.

Urządzenie do sztyftowego nitowania zmontowane na przytrzymującej głowicy niciarki hydraulicznej przedstawia rys. 6 a-c. Na stemplu cisnącym jest umieszczona uniwersalna głowica obrotowa.

Różnice między zwykłem nitowaniem, a szyftowem pokazują rys. 7 i 8. Na rys 7 przedstawiony jest przekrój nita zaciągniętego zwyczajnym sposobem na niciarce hydraulicznej. Obok leży nit potrzebnego kształtu. Szczeliny między blachami, niedokładne wypełnienie otworu nitowego i niedostateczne przyleganie główek nitowych wskazują na wady nitowania. Na rys. 8 jest przedstawiony przekrój przez nit, wykonany systemem Zakładów Skody na niciarce hydraulicznej, obok sworzeń użyty do wytworzenia nitu. Dokładne przyleganie nita i blach między sobą wykazuje zalety tego nitowania.

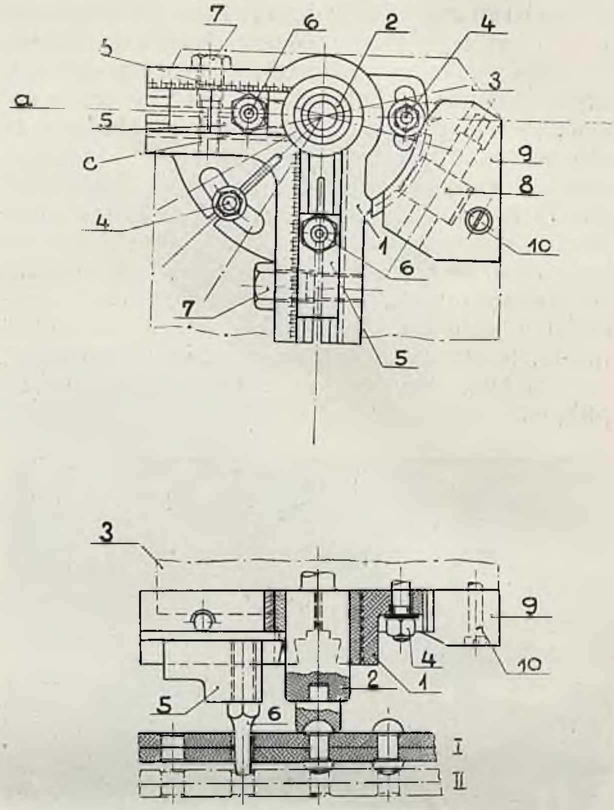
Uniwersalna, obrotowa głowica z kłami centrującymi dla trzech różnych położeń szwów nitowych stosowana przy sztyftowem nitowaniu.

(Patent drugi).

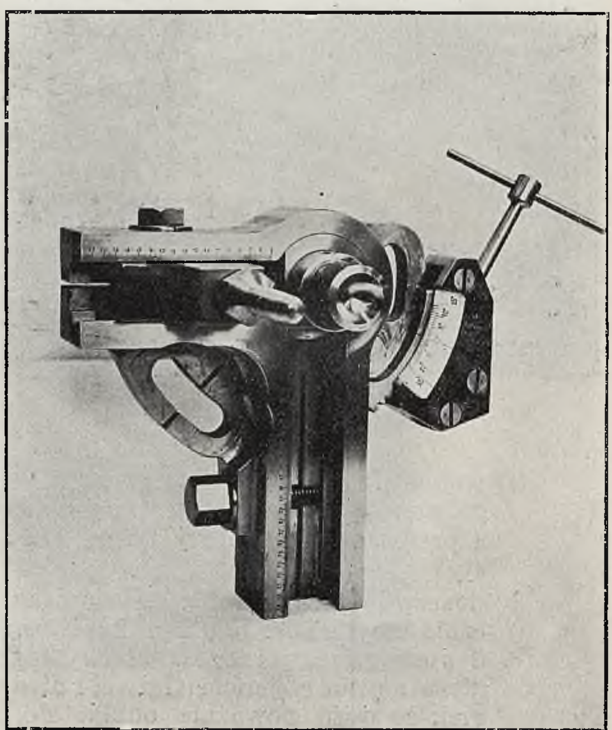
Jest bardzo ważnem, by podczas nitowania sztyftowego kotłów parowych gdy oba końce sworznia przekształcają się w główki nitowe, było uniemożliwione wahanie się nitowanego korpusu kotła i wszelkie uboczne ruchy przenoszone na nitownik działaniem ciśnienia niciarki. Aby zapewnić dokładnie centryczne kształtowanie się główek nitowych, należy koniecznie w trakcie procesu nitowania dać nitowanemu korpusowi kotła silne, a jednak łatwo usuwalne, w razie potrzeby, umocowanie.

Do tego celu służą kły centrujące, umieszczone w obrotowej głowicy, które się wsuwa, lub wysuwa do przytykających otworów nitowych, zabezpieczając w ten sposób korpus kotła od jakichkolwiek wstrząsów. Powyższe kły centrujące da się stosować w trzech dowolnych położeniach szwów nitowych, a mianowicie w kierunku poziomym, pionowym i skośnym.

Głowicę obrotową przedstawia rysunek 9 w widoku i przekroju, oraz rys. 10 z kłem centrującym, założonym dla nitowania podłużnego i rys. 11 z kłem założonym dla nitowania poprzecznego. Przez wychylenie głowicy obrotowej z osi a (rys. 9 u góry) do



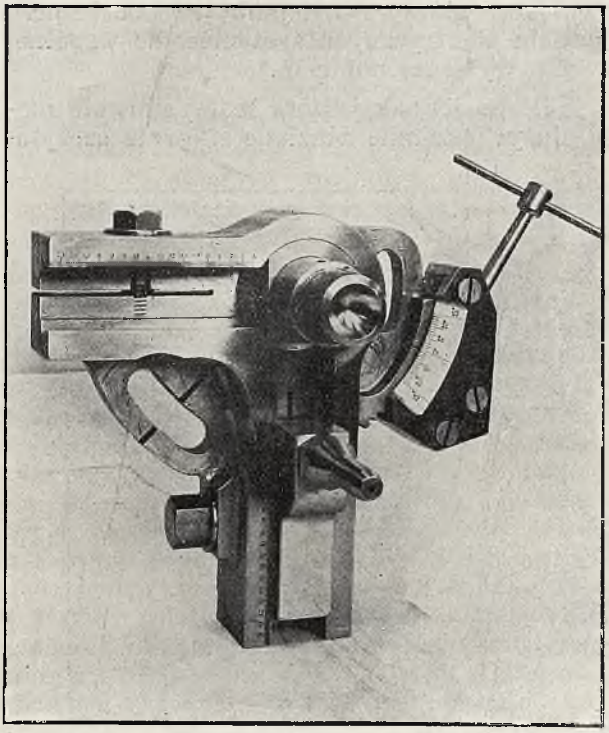
Rys. 9



Rys. 10

położenia b, lub c, można nitować szwy skośne. Dolny rysunek przedstawia poziomy

przekrój przez głowicę z kłem centrującym, nastawionym dla nitowania podłużnego. W czasie tworzenia główki nitowej, kieł centrujący jest zupełnie wsunięty w sąsiedni otwór nitowy.



Rys. 11

Podobnie przedstawia się sprawa przy nitowaniu poprzecznem i skośnem. Głowica obracalna 1 jest umocowana obracalnie na uchwycie nitownika 2 stempla niciarki 3. a przymocowana do niej dwoma śrubami 4. Głowica obrotowa posiada dwa rowki, jeden poziomy, drugi pionowy, opatrzone podziałką milimetrową. W rowki te wchodzą klocki przesuwne 5 kłów centrujących 6, które przy pomocy kresek zerowych dają się dokładnie na podziałce nastawiać w położenie odpowiadające podziałce nitowej. Śruby 7 służą dla zabezpieczenia.

Rysunek II (kreskowy) przedstawia położenie przed założeniem sworznia nitowego, zaś rysunek I (pełny) po wytworzeniu główki nitowej.

Wychylenie głowicy obrotowej dla skośnego nitowania uskutecznia się zapomocą zazębionego segmentu i ślimaka 8, osadzonego w łożysku 9, które przymocowuje się śrubami 10 do stempla cisnącego. Łożysko to posiada również podziałkę wskazującą stopień wychylenia, dający się dokładnie nastawiać ślimakiem zakończonym czworokątem dla klucza nasadkowego.

Inż. K. B.

EUROPEJSKA SIEĆ ELEKTRYCZNA

19 czerwca b. r. w czasie 2-giej Międzynarodowej Konferencji Energetycznej, wygłosił inż. dr. O. Oliven, pod powyższym tytułem, b. ciekawy referat, który wzbudził zainteresowanie uczestników konferencji, podkreślone przybyciem dużej ilości osób do sali odczytowej. Referat ten ciekawy jest nietylko ze względu na poruszony temat, ale również ze względu na podkreślenie w nim czynników, które mogą wpływać i mogą być wyzyskane dla celów gospodarki energetyczno-elektrycznej; czynniki te, w obecnych warunkach ograniczonej przestrzeni działania nawet dużych siłowni, wyzyskane być nie mogą.

Jak czytelnicy referatu zobaczą, autor nie przewiduje urzeczywistnienia projektu w najbliższym czasie, lecz wskazuje, ze z wprowadzeniem jego w życie muszą się liczyć przyszłe pokolenia, natomiast obecne winny spełnić pracę przygotowawczą.

Ponieważ referat ten niewątpliwie zainteresuje szersze sfery czytelników, przeto, uzyskawszy pozwolenie autora, podajemy jego przekład. inż. T. Wróblewski.

Starsi z pośród nas elektrotechników, którzy kroczyli śladami pionierów praktycznego zastosowania elektrotechniki, wykonali dużą pracę twórczą, ale jednak pracę niekompletną. Stosownie do potrzeb zabudowaliśmy kraj siłowniami małemi, następnie siłowniami coraz większemi, wraz ze wzrostem wysokości stosowanego napięcia prądu pokryliśmy zapotrzebowanie coraz większych połaci, nauczyliśmy się łączyć nasze siłownie celem polepszenia wydajności, przewodzenia i podziału energji i obecnie stoimy przed faktem rozpoczynającej się wymiany energji elektrycznej między państwami.

I to właśnie jest moment, kiedy musimy zdać sobie sprawę, że dotychczas nie myśleliśmy o tem zagadnieniu; że wymiana i wyrównanie zużycia energji elektrycznej jest zagadnieniem dużego znaczenia dla Europy i żeśmy dotąd nic nie zrobili, aby zapewnić sobie w tym kierunku współpracę czynników politycznych i gospodarczych Europy.

Co prawda rozwój koniecznych założeń technicznych był powolny. Dziś jednak, gdy

przy budowie przewodów 200000 *V.* troszczymy się, by mogły one pracować z napięciem 400000 *V.*, z wejściem którego w życie liczymy się już w najbliższej przyszłości, nie możemy zajmować się kwestją dostarczania prądu nawet dla sąsiednich krajów, a musimy zastanowić się nad generalnym europejskim planem, konieczność urzeczywistnienia którego będzie sama przez się zrozumiała dla przyszłych pokoleń.

mogą być z czasem przezwyciężone, dając podstawy do współpracy wszystkich narodów.

Niema wątpliwości, że stopniowo małe siłownie staną się zbędne, gdy jest to to samo zjawisko, które codziennie zachodzi przy łączeniu elektrycznych systemów do wspólnej sieci o wyższem napięciu.

Długo jednak jeszcze małe siłownie mogą służyć jako mile widziane siłownie szczyto-



Trzeba zdać sobie sprawę, że jeśli zostaną rozwiązane ekonomiczne zagadnienia wielkiej sieci, to będą jeszcze subjektywne przeszkody, które trzeba będzie uchylić.

Na zasadzie doświadczenia, zdajemy sobie sprawę, jak często motywy polityczne i osobiste, sprzeciwy nieoparte na żadnych podstawach gospodarczych, uniemożliwiły urzeczywistnienie układów elektrycznych, uzasadnionych ze względów technicznych.

Obecnie wszystkie narody Europy stoją przed zagadnieniem, które tylko wtedy może być rozwiązane, kiedy zniesione zostaną wszelkie granice dla przenoszenia energji elektrycznej.

Ponieważ jednak wymiana towarów i osób odbywa się od wieków w całej Europie systematycznie i bez tarć; poczta, telegraf, telefon i radjo łączą całą ziemę i przy tem wszystkiem dobrze zorganizowany system rachunkowy nie narusza interesów żadnego z państw, biorących w tym udział, to musimy być optymistami i musimy wierzyć, że trudności, wynikające ze sprzeczności interesów,

we i rezerwowe, pozwalając zmniejszyć kapitał zakładowy nowego układu.

Zagadnienia robotnicze, które ze względu na ograniczoną liczbę robotników w siłowniach grają małą rolę, będą rozwiązane przez naturalny ubytek ew. przez wcielenie robotników do instalacji nowego układu.

Zmniejszenie zatrudnienia w firmach dostarczających materjał dla rozbudowy małych elektrowni, zostanie wyrównane przez zapotrzebowanie materjału, wywołane możnością uzyskania przez przemysł taniej energji.

Jeszcze kilka słów o trudnościach technicznych przenoszenia energji na odległość. Przesyłanie energji na odległość 1000 *klm* obecnie nie nastręcza trudności, a odległość ta wystarcza dla wypełnienia zadania wielkiej sieci.

Nie należy wyolbrzymiać trudności budowlanych, łatwiej bowiem będzie przeprowadzić sieć z kraju do kraju, niż zabezpieczyć linje kolejowe przed działaniem sił natury.

O wiele poważniej przedstawia się zagadnienie wydajności sieci; przy przesyłaniu du-

żych mocy występują w sieci straty, które ograniczają wysokość stosowanych napięć do 400000 V.

Bez wątpienia musi upłynąć dłuższy przeciąg czasu nim europejska sieć zacznie rentować; nie należy to jednak do naszego zadania, by wyliczyć czas rozwoju sieci, gdyż pomimo możności ustalenia zapotrzebowania energji w pierwszych okresach, zostaje jednak tyle punktów nie dających się ustalić, że lepiej jest tu pominąć rachunek przybliżony.

Najważniejsze jest wyrównanie produkcji i zużycia energji elektrycznej.

To zagadnienie wyjaśnimy w poniższych rozważeniach. Elektryczne połączenie wodnych siłowni Wysokich Alp, które w lecie wskutek topnienia śniegu osiągają swe maximum z hydraulicznemi zakładami, które mogą być wzniesione koło Żelaznych Wrót na Dunaju, oraz z zakładami wyzyskującemi wody opadowe wybrzeża Adrjatyckiego, umożliwia uniknięcie ew. odroczenie budowy zakładów spiętrzających zapasy wodne. To samo dotyczy siłowni Europy Środkowej, które w zimie rozporządzają większą ilością wody. Mamy więc w naszych niejednakowych europejskich warunkach klimatycznych naturalną akumulację energji i przez odpowiednią sieć stwarzamy właściwe warunki wyzyskania energji i kapitału.

Istniejące siłownie cieplne będą mogły być włączone do ogólnej sieci i, przez właściwy rozdział obciążenia, znajdą się w korzystniejszych warunkach. Wyzwolona zaś moc rezerwowa siłowni pozwalałaby na pokrycie wzrostu zapotrzebowania energji, który wskutek wojny został powstrzymany.

Sieć wysokiego napięcia spełnić może jeszcze dalsze zadanie. Niezależnie bowiem od źródeł energji, które już zostały rozbudowane lecz niedostatecznie są wyzyskane, mogą być wciągnięte do pracy nowe źródła, które do tej pory nie były wyzyskane ze względu na odległość od ośrodków zużycia energji. Dotyczy to np. wspomnianych siłowni wodnych na Dunaju oraz siłowni wybrzeża Dalmatyńskiego, które łącznie mogą dać 1000000 *kW*. Norwegja posiada duże siły wodne, które pozwalają liczyć na wytwarzanie taniego prądu, lecz jest to związane z powstaniem w okolicy, wobec braku innych konsumentów, przemysłu elektrochemicznego i elektrometalurgicznego. Takie źródła energji, jeśli koło nich nie przebiega sieć wysokiego napięcia, można wyzyskać zapomocą linji dosyłowych. Można się spodziewać, że w ten sposób z wód możnaby wyzyskać w Europie około 5000000 *kW*.

To samo dotyczy siłowni cieplnych; zarówno zagłębie galicyjskie, jak rumuńskie i zagłębie południowo-rosyjskie leżą w zasięgu europejskiej sieci.

Ogólnie wiadomo, że ze wzrostem sieci rozdzielczej rośnie spółczynnik wyzyskania zakładu. Gdy w małych zakładach czas wyzyskania maksymalnego obciążenia waha się rocznie między 2000 — 3000 godzin, to ta cyfra dla siłowni R. W. E. (reńsko - westfalska) wzrosła ponad 5000 godzin. A zaznaczyć należy, że zakład ten nie jest tak duży, by mógł wyzyskać wpływ warunków klimatycznych dla celów wyrównania obciążenia zakładu; to zaś będzie zachodzić, jeżeli sieć będzie rozciągać się nad częścią świata. Sezony budowlane, żniw i wypoczynkowe trwają w całej Europie dłużej niż w poszczególnych krajach. Zważmy, że na wyrównanie krzywej obciążenia wpłynęłoby korzystnie przyłączenie kopalń z ich 24 godzinnym ruchem, hut, młynów i innych warsztatów przemysłowych, które obecnie same wytwarzają energję, gdyż nie leżą w promieniu objętym przez siłownie okręgowe; toż samo dotyczy przemysłu elektrochemicznego i metalurgicznego.

Wreszcie należy zwrócić uwagę na jeszcze jedną korzyść, której nie należy pomijać. Na podstawie warunków astronomicznych, zapomocą sieci, możemy spłaszczyć dzienną krzywą obciążenia. Trzeba bowiem uzmysłowić sobie, że różnica w czasie między Rostowem nad Donem a Bukaresztem wynosi 1 godzinę. W Wiedniu różnica czasu z Rostowem wynosi 90 min., w Zurichu—120 min., w Barcelonie—150 min., w Lizbonie—190 min., Warszawa i Berlin, Berlin i Paryż różnią się o godzinę co do momentów rozpoczynania pracy. Jest rzeczą zrozumiałą, że Berlin osiągnąłby duże korzyści gospodarcze, gdyby mógł otrzymać energję ze wschodu i zachodu dla pokrycia swoich obciążeń szczytowych, które obecnie obniżają czas wyzyskania zakładu do 2140 godz. rocznie.

Również możliwe jest wyrównanie obciążenia już nie dziennego a całego okresu zimowego, dzięki przesyłaniu energji w kierunku północno-południowym. Moglibyśmy w ten sposób przesuwać energję dla celów oświetleniowych z południa na północ w czasie szczytowych obciążeń; na południu Europy bowiem występują szczytowe obciążenia później niż na północy.

Następnie nasuwa się możliwość wyzyskania energji elektrycznej dla celów kolejnictwa; z czasem bowiem napęd parowy zostanie zastąpiony elektrycznym.

Zapoczątkowanie tego nastąpiło już w Szwajcarji i dowiodło, że okres prób w tym kierunku już minął. Ale europejska sieć kolejowa dopiero wtedy powstanie, kiedy dzięki sieci elektrycznej będzie można doprowadzać tanią energię do tych krajów, które obecnie źródeł jej nie posiadają. Przewóz towarów i osób całej części świata ma ogromny wpływ na wyrównanie obciążeń siłowni.

Przed przedstawieniem projektu podamy kilka dat historycznych. W roku 1882 po raz pierwszy na wystawie międzynarodowej w Monachjum demonstrowano prąd stały o napięciu 2000 *V*, przesyłany na odległość 57 *klm*. Jednocześnie na wystawie w Turynie przesyłano prąd zmienny o napięciu 2000 *V* z odległości 40 *klm*. W 1891 roku, po raz pierwszy, zastosowano prąd trójfazowy dla przesłania mocy 300 *KM* z Lauffen nad Nekarem do Frankfurtu t. j. na ogległość 180 *klm*; napięcie wynosiło 25000 *V*. W dwadzieścia lat po wystawie frankfurckiej ustaliły się w Europie napięcia 80000—100000 *V*; następnie przyszło wstrzymanie rozwoju przez wojnę, ale już w czasie a głównie po wojnie powstały linje dalekosiężne o napięciu 120000 *V*. Obecnie zaś, w ostatnich latach, wzrosło napięcie, w związku z wielkością mocy przenoszonej, do 200000 *V*. Napięcie to umożliwia stworzenie dróg przesyłowych dla energji, niezależnych od granic państwowych i wprowadzenie w grę wszystkich korzyści, które przynosi ze sobą każda wymiana dóbr między narodami.

Częściowo skorzystano już z tej możliwości. W Szwajcarji i Austrji znajdują się obecnie w budowie siłownie i sieci, które połączą zachodnie Niemcy z temi krajami; studjuje się już poważnie projekty, które umożliwią wymianę energji między Belgją, Francją i Niemcami.

W załączonej mapie (rys.1) podajemy plan europejskiej sieci wysokiego napięcia. Nie obejmuje on Anglji i przewiduje sieć tylko dla południowej Rosji. Przeniesienie bowiem energji z Anglji na kontynent zapomocą przewodów natrafia na przeszkodę w postaci kanału; mogłaby tylko powstać w Calais siłownia oparta na węglu angielskim i północno-francuskim.

Środkowa i północna część Rosji musi być wykluczona ze względu na brak źródeł energji i wielkie przestrzenie.

W pozostałej części Europy sieć wysokiego napięcia powinna połączyć punkty ciężkości zużycia, t. zn. okręgi przemysłowe i duże miasta z istniejącemi i rozbudowanemi siłowniami. Sieci zaś krajów upośledzonych pod względem źródeł energji i krajów o mniejszem zużyciu, dla których napięcia 100000 *V* wystarczy, zostałyby przyłączone do wielkiej sieci zapomocą transformatorowni.

Na podstawie powyższych rozważań wynika następujący układ sieci:

Z północy na południe będą biegły 3 linje. Pierwsza od norweskich siłowni wodnych wraz ze szwedzką odnogą biegłaby przez Berlin i Hamburg, przez środkowe zagłębie niemieckie węgla brunatnego do siłowni Alp Wysokich, a stąd do Genui i Rzymu. W Genui możnaby wziąć pod uwagę rozbudowę istniejącej siłowni cieplnej.

Druga linja z Calais biegłaby przez Paryż do siłowni wodnych Rodanu, następnie Barcelony i Saragossy, gdzie znów znajdują się siły wodne, a stamtąd do Lizbony.

Trzecia linja z Warszawy prowadziłaby przez polsko-niemieckie zagłębie węglowe, Czechosłowację, Wiedeń, do Jugosławji, celem wyzyskania dla wielkiej sieci energji wodnych dalmatyńskiego wybrzeża.

Projektowane są dwie linje ze wschodu na zachód. Jedna łącząca się z północno-południową linją warszawską w obrębie polsko-niemieckiego zagłębia węglowego, gdzie jest także możliwość dołączenia galicyjskiego zagłębia naftowego, biegłaby przez dolno-śląskie zagłębie do środkowo-niemieckiego zagłębia węgla brunatnego koło Halle'i, krzyżując się tam z północno-zachodnią norweską linją, następnie przez Koblencję do zachodnio-niemieckiego zagłębia węgla kamiennego i brunatnego i w Paryżu łączyłaby się z linją z Calais.

Druga wschodnio-zachodnia linja zaczęłaby się w Rostowie w zagłębiu donieckim i przez Aleksandrowsk, w pobliżu siłowni wodnych na Dnieprze, szłaby do Odessy, gdzie możnaby zbudować siłownię opartą na ropie kaukaskiej; następnie przez zagłębie naftowe rumuńskie do Bukaresztu. Stąd możnaby przeprowadzić linję do Bułgarji i Turcji. Z Bukaresztu biegłaby linja w kierunku niewybudowanych jeszcze zakładów wodnych koło Żelaznych Wrót, a następnie przez Budapeszt do Wiednia, łącząc się tam z linją idącą z Warszawy.

Dalszy kierunek byłby przez siłownie Alp Szwajcarskich i francuskich do Ljonu, gdzie znów nastąpiłoby połączenie z linją z Calais.

W przybliżeniu długości tych linji wynoszą: linja Norwegja—Rzym około 3000 *klm*; linja Calais — Lizbona około 2100 *klm*; linja Warszawa — Dalmacja około 1500 *klm*; linja Rostow — Ljon około 3000 *klm*; linja Katowice—Paryż około 1200 *klm*.

Ogólna długość sieci wyniesie około 10000 *klm*. Jak już wspominaliśmy, napięcie winno wynosić 380000 — 400000 *V*, gdyż przy obecnym stanie techniki, przy wyższych napięciach zachodzą straty, które obniżają wydajność sieci.

Przy przenoszeniu 450000 *kW*, włączając w to straty transformacji, na odległość 1000 *klm*, sprawność sieci wynosi 80%.

W naszym planie przewidziane jest wzniesienie w niedużych odległościach stacji kompensacyjnych dla poprawienia spółczynnika mocy. O ile norweski projekt przewidywał przenoszenie 750000 *kW* dwoma linjami o przekroju 3×400 m/m^2, to nasz liczy się z mocą tylko 450000 *kW*.

Koszt 1 *klm* sieci dalekosiężnej w kraju nizinnym i średnio-górzystym można ustalić

na 140000 *RM*, na odcinkach zaś ciężkich i w górach wysokich około 190000 *RM*. Koszt 1 *klm* linji przez cieśninę morską z Norwegji do Niemiec wyniesie 2000000 *RM*.

9750 *klm* sieci przypadnie w kraju nizinnym i średnio-górzystym, 200 *klm* w wysokich górach, 50 *klm* przez morze; ogólny więc koszt zakładowy sieci wyniesie około 1.500.000.000 *RM*. Do tej sumy dojdzie koszt 25 stacji kompensujących à 16.000.000 *RM* tj. 400.000.000 *RM*; koszt 20 transformatorowni, każda początkowo o mocy 250.000 *kW*, wyniesie około 180.000.000 *RM* ogólny więc koszt budowlany wyniesie ok. 2.000.000.000 *RM*.

Najważniejszą pozycję w kosztach energji będą stanowić koszta oprocentowania kapitału, koszt zaś ruchu i konserwacji gra małą rolę. Obecna stopa procentowa uniemożliwiłaby budowę takiej sieci; jeśli jednak zważymy, że przedwojenne środkowo-europejskie pożyczki państwowe były oprocentowane na $3^1/_2$ — 4%, to należy dojść do wniosku, że dojście do skutku międzynarodowej pożyczki na taki cel jest możliwe i oprocentowanie wraz z amortyzacją mogłoby wynosić $4^1/_2$%. Oczywiście nie jest to kwestją najbliższego czasu.

Samo opracowanie planu i międzynarodowe uzgodnienie go zajmie 3 lata, wykonanie zaś wymagać pewno będzie podwójnej ilości czasu. Obecnie jesteśmy świadkami zniżkowej tendencji stopy procentowej. Krótkoterminowe pożyczki jest trudno w pewnych okresach ulokować i dlatego wydaje się niemożliwe, by można było jeszcze obecną 5% różnicę oprocentowania pożyczek krótko i długoterminowych utrzymać na dłuższy przeciąg czasu; dlatego można uważać, że $4^1/_2$% oprocentowanie wcale nie jest fantazją. Mała amortyzacja kapitału uwarunkowana jest samym charakterem instalacji.

Koszty ruchu i odnowienia liczymy 2%, słupy, liny, budowle betonowe, transformatorowe i stacje kompensacyjne wymagają niedużych kosztów konserwacji, ruchu i obsługi. Wobec tego liczymy koszty kapitału i ruchu w wysokości 6 1/2% kosztów zakładowych t. j. 130.000.000 *RM* dla całej europejskiej sieci, a dla 1000 klm. 13.000.000 *RM*, z których 9.000.000 *RM* przypada na koszty kapitału a 4.000.000 *RM* na koszty ruchu.

Koszt transportu 1 *kWh*, uwzględniając straty w sieci przy przesyłce 450000 *kW* na odległość 1000 *klm* przy 5000 godzin wyzyskania instalacji, można obliczyć na 1,1 fen.

Ta cyfra pozornie jest wysoka, ale nie należy zapominać, że w razie przyłączenia linji dalekosiężnych, wyzyskanie siłowni będzie lepsze.

Produkcja obecna siłowni europejskich na obszarze objętym przez projekt wynosi 80 miljardów *kWh* i może być zwiększona bez szkody dla pewności ruchu o dalsze 20 miljardów *kWh* i to tanio, gdyż bez potrzeby nowych kapitałów. Ponieważ koszty dodatkowe ruchu w siłowniach, cieplnych wskutek przedłużenia czasu wyzyskania siłowni, zaledwie podwyższają koszty węgla, a wyzyskanie wody niewykorzystanej w siłowni wodnej prawie nic nie kosztuje, to jest zrozumiałe, że wyzyskanie tych zasobów energji dałoby możność ustalenia kosztów 1 *kWh* już transformowanego przy 5000 godz. wyzyskania siłowni, łącznie z transportem, na 1,5 — 1,6 fen.

Możnaby wiele jeszcze powiedzieć w tej kwestji; mój towarzysz pracy i ja doszliśmy do wniosku, że przy bliższem wniknięciu w to zagadnienie można dostrzec coraz więcej perspektyw. Niniejsze należy traktować nie jako gotowy projekt, a jako zarys projektu.

Na zakończenie streszczam,

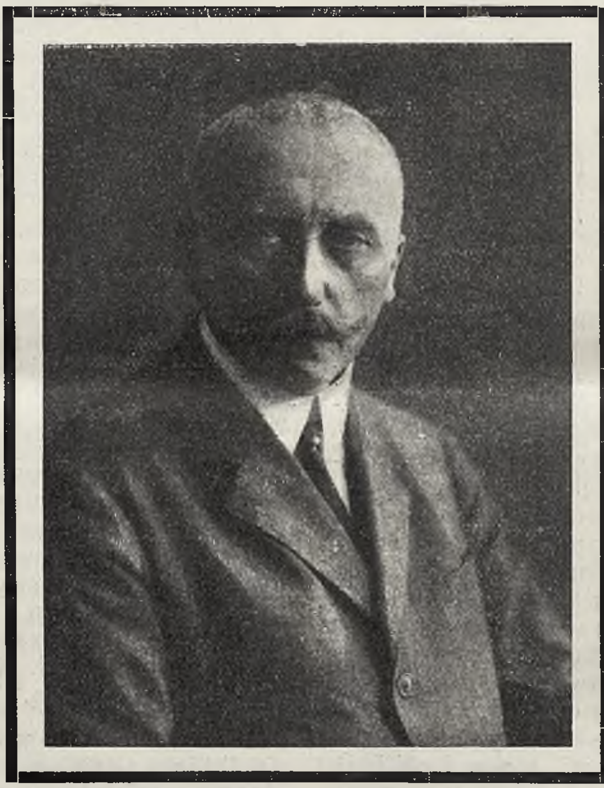
Korzyści europejskiej sieci wysokiego napięcia t. j. wymiana i wyrównanie energji elektrycznej, lepsze wyzyskanie obecnych siłowni, ujęcie niewyzyskanych jeszcze źródeł i dostarczenie szerokim przestrzeniom taniego elektrycznego prądu, są tak znaczne, że rozwiązanie tego zagadnienia będzie palącą kwestją przyszłości. Należy się przeto zawczasu zająć tą kwestją.

Ponieważ zaś w Międzynarodowej Konferencji biorą udział osobistości, które dzięki swej wiedzy i działalności mogą wywrzeć wpływ na czynniki polityczne swych krajów ojczystych, przeto ze strony Międzynarodowe. Konferencji oraz ze strony Komitetów Narodowych winna wyjść pobudka, która doprowadziłaby do urzeczywistnienia tego wielkiego dzieła.

Ś. P. TADEUSZ POPOWSKI

W dniu 9 grudnia 1930 roku zgasł w majątku Ruszki pod Kutnem ś. p. Tadeusz Popowski, inżynier - technolog, wybitny przemysłowiec, długoletni dyrektor naczelny Wielkich Pieców i Zakładów Ostrowieckich, senator pierwszego Senatu Rzeczypospolitej Polskiej, organizator i viceprezes Zarządu dawnego Warszawskiego Stowarzyszenia Dozoru nad Kotłami Parowemi, a ostatnio prezes Rady Nadzorczej Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.

W 1911 roku założone zostało Warszawskie Stowarzyszenie Dozoru nad Kotłami Parowemi z siedzibą przy Towarzystwie Przemysłowców gub. Królestwa Polskiego z prawem działalności na terenie dziesięciu gubernji tak zwanego Królestwa Kongresowego.



Ś. p. Tadeusz Popowski jako jeden z głównych filarów ówczesnego Towarzystwa Przemysłowców, zwrócił baczną uwagę na nowopowstałą placówkę polską i swem głębokiem doświadczeniem, zdobytem w długoletniej praktyce przemysłowej, przyczynił się bardzo wydatnie do rozwoju Stowarzyszenia.

Pierwsze kroki nowej placówki napotykały na duże trudności wskutek niemożności natychmiastowego wynalezienia wykwalifikowanych sił technicznych, któreby mogły sprostać piętrzącym się zagadnieniom technicznym, skierowywanym do Stowarzyszenia, jednakże silna wola i jasno wytknięty cel, oraz wybitna współpraca ś.p. Tadeusza Popowskiego z całym przemysłem krajowym, wieloletnie doświadczenie i znajomość stosunków gospodarczych nie tylko w Polsce Kongresowej, lecz i na obszarze olbrzymiego Państwa Rosyjskiego, przyczyniły się do tego, że wszelkie trudności związane z rozwojem nowopowstałego Stowarzyszenia zostały przezwyciężone.

Dzięki inicjatywie ś. p. Tadeusza Popowskiego zaangażowzny został w 1912 roku wybitny znawca przemysłu w charakterze dyrektora zarządzającego Stowarzyszenia, oraz inżynierowie specjaliści w dziedzinie gospodarki cieplnej w zakładach przemysłowych.

Od tego czasu dzięki dalszej współpracy ś. p. Tadeusza Popowskiego Stowarzyszenie Dozoru Kotłów zaczęło szybkiemi krokami rozwijać się i zdobywać nowych członków, oraz powiększać personel techniczny i otwierać oddziały Stowarzyszenia w ośrodkach przemysłowych Królestwa Kongresowego.

Wybuchła w sierpniu 1914 roku wojna światowa podcięła egzystencję Stowarzyszenia.

Zespół dobranych i wykwalifikowanych inżynierów wobec braku funduszów zmuszony był rozpierzchnąć się po rosyjskich Stowarzyszeniach Kotłowych.

Lecz i w tych ciężkich czasach wojennych ś. p. Tadeusz Popowski pomagał Stowarzyszeniu swą rozległą wiedzą zawodową i stosunkami w świecie przemysłowym.

Po ukończeniu wojny światowej i powstaniu Państwa Polskiego, ś. p. Tadeusz Popowski jeszcze lat kilka brał udział w sprawach Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.

Dopiero w 1922 roku, gdy ś. p. Tadeusz Popowski wybrany został do Senatu Rzeczypospolitej Polskiej, wystąpił z władz Stowarzyszenia po kilkunastoletniej nieprzerwanej w niem pracy ku prawdziwemu żalowi współtowarzyszów, którzy wysoko cenili Jego niepospolite zalety umysłu i ducha, prawość charakteru, *śmiałe* i otwarte wypowiadanie swych poglądów, surowe poczucie obowiązku, któremu ś. p. Tadeusz Popowski nigdy na włos nie uchybił, oraz szlachetność uczuć i niezłomność woli, stanowiące cechę silnych charakterów.

W 1928 roku, z chwilą wygaśnięcia mandatu senackiego, ś. p. Tadeusz Popowski odsunął się od życia politycznego i w 1930 r. zgodził się objąć stanowisko prezesa Rady Nadzorczej Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie na skutek jednomyślnego wyboru przez delegatów wszystkich organizacyj przemysłowych zeŚrodkowanych w Stowarzyszeniu, do których po wyborze zwrócił się z pięknem i zwięzłem przemówieniem, wyjaśniającem nici łączące Go ze Stowarzyszeniem.

Śmierć nieubłagana przecięła pasmo Jego zasłużonego dla przemysłu polskiego żywota.

Cześć Jego pamięci!

ROZPORZĄDZENIA WŁADZ

ROZPORZĄDZENIE RADY MINISTRÓW

z dnia 12 listopada 1930 r.

w sprawie obniżenia kar za zwłokę przy egzekucjach należności Stowarzyszeń Dozoru nad Kotłami za wykonywanie dozoru nad kotłami parowemi.

Na podstawie art. 53 ust. 2 rozporządzenia Prezydenta Rzeczypospolitej z dnia 22 marca 1928 roku o postępowaniu przymusowem w administracji (Dz. U. R. P. Nr. 36, poz. 342) zarządza się co następuje:

§ 1. Kary za zwłokę, pobierane od opłat za dozór nad kotłami parowemi w trybie art. 53 ust. 1 rozporządzenia Prezydenta Rzeczypospolitej z dnia 22 marca 1928 r. o postępowaniu przymusowem w administracji (Dz. U. R. R. Nr. 36, poz. 342), obniża się z 2% miesięcznie do 1% miesięcznie.

§ 2. Wykonanie niniejszego rozporządzenia porucza się Ministrowi Spraw Wewnętrznych w porozumieniu z Ministrem Przemysłu i Handlu.

§ 3. Rozporządzenie niniejsze wchodzi w życie z dniem ogłoszenia.

Prezes Rady Ministrów:
J. Piłsudski.

Minister Spraw Wewnętrznych:
Sławoj-Składkowski.

Minister Przemysłu i Handlu:
E. Kwiatkowski.

PRZEGLĄD KSIĄŻEK



Rys. 1. Plakaty wywieszone w 3009 sklepach z aparatami radjowemi w New Yorku, stanowiące najlepszy dowód wyników osiągniętych przez Komisję Zwalczania Hałasu.

Znaczenie napisów: Mniej hałasu w waszem najbliższem otoczeniu!

Sprawcie by życie stało się spokojniejsze i milsze;

Przerwaliśmy demonstrowanie naszych aparatów radjowych zapomocą głośników ulicznych. Zastosowaliśmy się do przepisów niedawno ogłoszonego prawa. Jeżeli pragniecie posłuchać naszych audycyj wstąpcie do naszego magazynu.

Plakat wywieszony na życzenie Komisji Zwalczania Hałasu, Dpt. Zdrowia m. New York.

City Noise. The Report of the Commission Appointed to Study Noise in New York City and to Develop Means of Abating It.

Noise Abatement Commission. Department of Health, City of New York, 1930.

Praca pod powyższym tytułem zawiera sprawozdanie komisji zwalczania hałasu w New Yorku powołanej przez Dyrektora Wydziału Zdrowia tego miasta.

Obszerny tom składa się z przeszło 300 stron druku i zawiera liczne wykresy i ilustracje charakteryzujące badane zjawiska i osiągnięte wyniki. Właściwe sprawozdanie zajmuje zaledwie trzecią część książki i poświęcone jest klasyfikacji źródeł hałasu wielkomiejskiego metodom pomiarów hałasu i metodom pracy komisji wogóle. Do spółdziałania w tej pracy pociągnięta została pomiędzy innemi amerykańska prasa codzienna. Sprawozdanie zawiera charakterystykę tej spółpracy. Całkowity koszt 8-miesięcznych prac komisji wyniósł Dol. 3.843,17.

Źródła hałasu miejskiego zawiera następujące zestawienie[1]):

Komisja prowadziła swe badania w taki sposób by od samego początku swych prac zwrócić na nie uwagę najszerszych sfer mieszkańców miejskich i wywołać z ich strony jaknajbardziej wydatne spółdziałanie. Temu żądaniu służyła akcja uświadamiająca w prasie, o której wspominaliśmy już wyżej. W tym samym celu i sprawozdanie komisji opracowane jest bardzo popularnie i zawiera szereg uzupełniających przyczynków opracowanych przez poszczególnych członków komisji, na zakończenie zaś podaje pewną ilość gotowych pogadanek radjowych których tytuły najlepiej charakteryzują kierunek prac przedsięwziętych. Oto one:

[1]) Por. tabela str. 266.

Źródła hałasu miejskiego

Przewozy towarowe	Przewozy osobowe	Roboty budowlane	Mieszkania	Ulica	Port	Zbiórka i rozwózka drobnicy	Różne
Samochody	Tramwaje	Pneumatyczne wiertarki i niciarki	Głośniki	Magazyny radjowe	Gwizdki	Popiół	Aeroplany
Ciężarówki	Pociągi	Para i gazy odlotowe dźwigów i czerpaków	Pianina	Przekupnie	Dzwonki	Śmiecie	Sklepy
Motocykle	Kol. podziemne	Wbijanie pali	Fonografy	Włóczędzy	Syreny	Mleko	Restauracje
Trąbki	Kol. nad poziomem ulicy	Roboty wybuchowe	Instrumenty muzyczne	Garaże	Para i gazy odlotowe	Gazety	Kawiarnie (Music Hall)
Hamulce	Obrotnice	Ładowanie	Spóźnieni goście	Stacje taksówek	Trąbki	Żywność	
Wyłączniki	Hamulce	Wyładowywanie	Psy			Poczta	
Przekładnie trybowe	Luźne koła	Nawoływania					
Sprzęgła	Luźne części	Sprężarki					
Wyłączone tłumiki	Sprzęgła						
Luźne części	Łączniki						
Luźne ładunki	Uderzenia kół						
Syreny	Gwizdki						
Dzwonki	Dzwonki						
Sygnały do otwierania bram	Odlotowa para i powietrze						
	Przesuwanie wozów						

Hałas jako zagadnienie zdrowotne.
Co kosztuje nas hałas?
Czy w New Yorku można uchronić się od hałasu?
Jak i dlaczego mierzymy hałas?
Jak działa hałas na człowieka?
Jakie zadania spełnić ma komisja zwalczania hałasu?
Co komisja czyni i jak?
Jak mieszkańcy New Yorku mogą zwalczać hałas?

Dzięki spółdziałaniu władz municypalnych komisji udało się przeprowadzić szereg zarządzeń zwalczających uliczną reklamę głośnikową i redukujących hałas związany z ruchem ulicznym wogóle. W zakresie np. robót budowlanych komisja zaleca stosowanie spawania w miejsce nitowania. Komisja traktowała jednak zagadnienie przedewszystkiem ze stanowiska hygjeny i niedość może wyraźnie podkreśliła, że hałas bywa ponadto niejednokrotnie przyczyną strat czysto materjalnych - energetycznych jeżeli chodzi np. o maszyny i mechanizmy, które zmusza się do pracy w stanie zdezelowanym i bez odpowiedniej konserwacji i remontu.

W każdym razie gmina New Yorku poruszyła zagadnienie pierwszorzędnej wagi i zastosowała przytem takie metody, które przyczynią się niewątpliwie do zwalczenia tego dokuczliwego sjawiska nowoczesnych wielkich miast.

J. K.

85%-owa MAGNEZJA

ORYG. ANGIELSKA

NEWALLS INSULATION PRODUCTS
RECD. TRADE MARK

NEWALLS

JEST NAJLEPSZĄ IZOLACJĄ CIEPŁOCHRONNĄ,

ALBOWIEM:

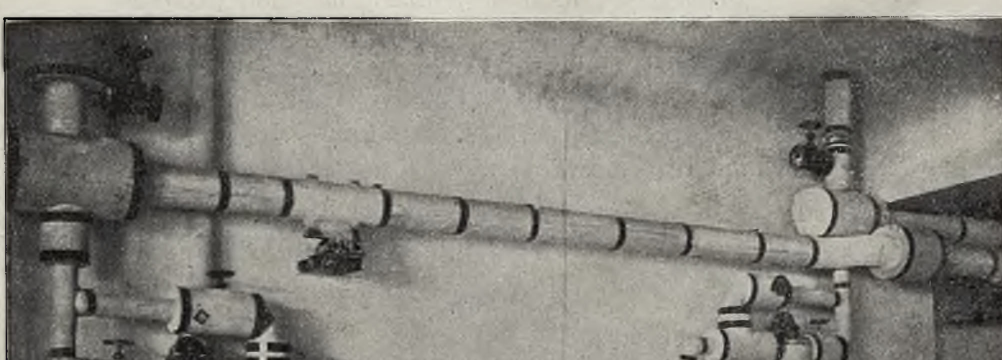
1. jest najgorszym przewodnikiem ciepła:
   Naprz. przy temperaturze rury 335° C
   $\lambda = \frac{0.055 \text{ kcal/m. kw. godz.}}{\text{przy } 1^{\circ}\text{C. różnicy temp. na 1 cm. grub. izol.}}$
2. jest nadzwyczaj lekką:
   1 m.³ = 195 kg.
3. nie powoduje rdzy,
4. jest niepalną,
5. nie zmienia swej zdolności izolacyjnej nawet po kilkakrotnem ponownem użyciu.
6. znosi największe wstrząsy (stąd naprz. powszechne zastosowanie jej na parowcach)
7. łatwo daje się przystosować do wszelkich kształtów powierzchni,
8. jest tanią, gdyż daje najwyższą oszczędność ciepła w stosunku do gołych powierzchni (do 97%).

Dzięki powyższym bezspornym zaletom materjał ten łącznie ze znakomitą podsmarówką „NEWTEMPHEIT" do temp. wyżej 350° C zyskał w Polsce powszechne zastosowanie w elektrowniach i większych zakładach przemysłowych, dbających o racjonalną gospodarkę cieplną, rugując w zupełności izolację azbestowo - okrzemkową lub termalitową i korkową.

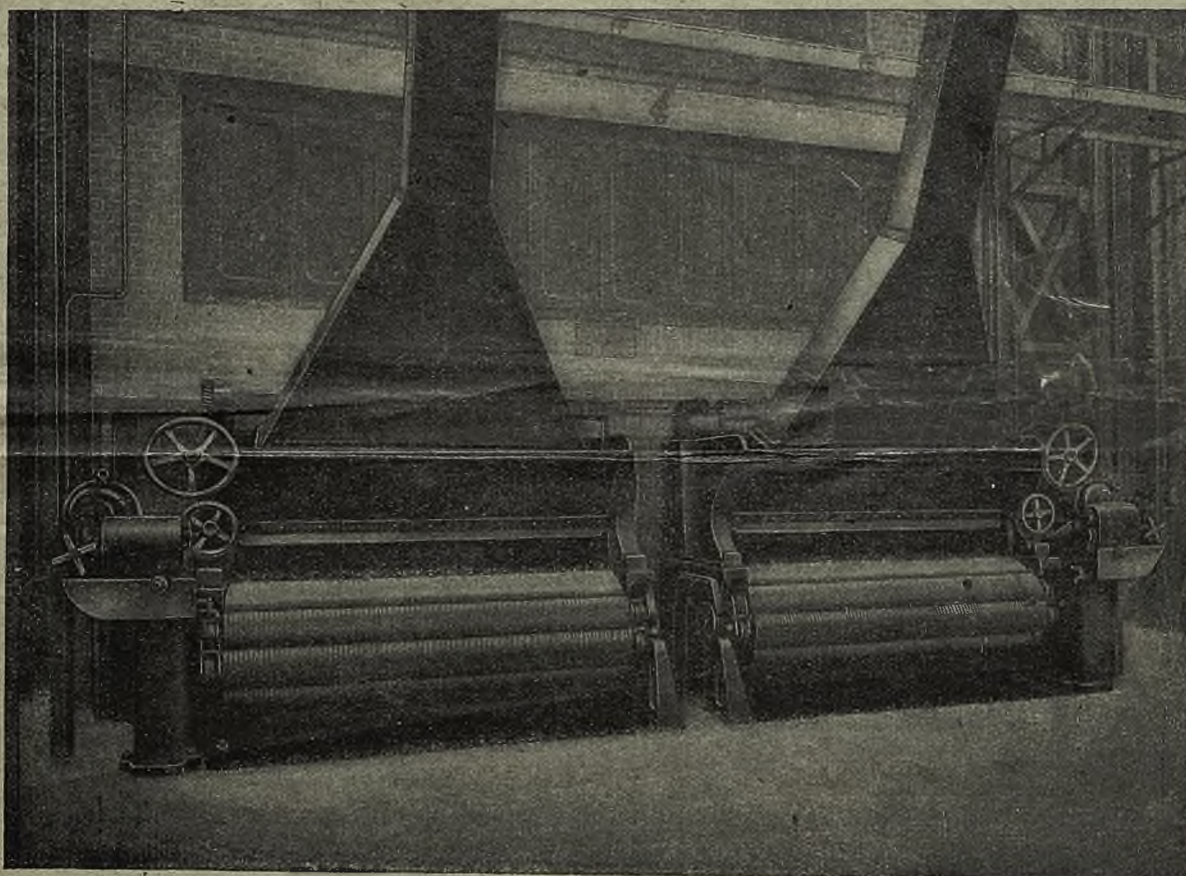
Ze względu na mniej wartościowe niemieckie naśladownictwa uprasza się dokładnie zwracać uwagę na powyższą markę ochronną firmy NEWALLS.

PRZEDSTAWICIELSTWO GENERALNE **FRANCISZEK OŻAROWSKI**
WARSZAWA, CHŁODNA 45
TELEFON 295-72

udziela wszelkich wskazówek, kosztorysów, wskazuje firmy izolacyjne, które umieją stosować magnezję NEWALLS, względnie wykonywa roboty własnymi wytrawnymi monterami.



Fragment izolacji rur parowych i armatury, wykonanej w fabryce czekolady i biszkoptów „EMIL WEDEL i SYN" otulinami z 85% magnezji NEWALLS



Ruszty mechaniczne syst. „IDEAL" na kopalni „OHEIM" G. Śląsk

Druk. Kooperatywy Pracowników Drukarskich. Warszawa, Zielna 47. Tel. 619-57.

Prosimy o wznowienie prenumeraty na r. 1931.